

Grado en Ingeniería Mecánica

**TRABAJO DE FIN DE GRADO**

# **Cálculo y diseño del sistema de transmisión de un vehículo**

Autor: Daniel Salvador Carrasco

Tutor: Higinio Rubio Alonso

Leganés, 2017

Título: **Cálculo y diseño del sistema de transmisión de un vehículo**

Autor: Daniel Salvador Carrasco

Tutor: Higinio Rubio Alonso

EL TRIBUNAL

Presidente:

Vocal:

Secretario:

Realizado el acto de defensa y lectura del Trabajo Fin de Grado el día \_\_\_\_ de \_\_\_\_ de 20\_\_  
en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid,  
acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

---

## ***Resumen***

---

En el presente proyecto, se presenta una metodología de diseño para el sistema de transmisión de un vehículo automóvil, particularizándolo para un Peugeot 308 GTi de 6 velocidades. Para realizar una metodología correcta y que presente un orden lógico, se parte de la ficha técnica del vehículo, a partir de la cual se puede establecer qué tipo de transmisión y componentes se van a utilizar. A continuación, se estudia la normativa aplicable a los componentes mecánicos que se diseñarán y la normativa aplicable a la ejecución del proyecto, escogiendo los estándares más adecuados garantizando que cumplan con los requisitos técnicos.

Los componentes que se han calculado han sido, en orden: el embrague, que consigue el acoplamiento entre motor y transmisión; los engranajes de la caja de cambios que consigan las relaciones de velocidad establecidas previamente, los árboles de la caja de cambios, realizando un estudio de los esfuerzos sobre los mismos, los sincronizadores necesarios para cada marcha, y los rodamientos donde se apoyan los ejes de la caja; posteriormente se dimensiona el árbol de transmisión y las juntas cardan y por último el diferencial.

Además, para que sea posible la reproducción del proyecto y pueda implementarse completamente, se entregan tres anexos, correspondientes al pliego de condiciones, al presupuesto detallado del proyecto y a los planos de los componentes no comerciales, que se han diseñado y calculado específicamente.

---

## ***Abstract***

---

The aim of this project is to present a design methodology for the transmission system of cars, focusing on a specific model, the 6 speed Peugeot 308 GTi. In order to carry out a suitable methodology in a logical sequence, we will begin with the spec sheet of the vehicle, which will allow to establish what kind of transmission and components will be needed. Then, we will study applicable standards regarding both the mechanical components to be designed and the project execution. To achieve that, the most appropriate standards will be chosen, thus guaranteeing that the technical requirements will be met.

The components that have been sequentially designed are: the clutch, which allows the coupling between the engine and the transmission; the gear trains placed in the gearbox, which guarantee that the proper gear ratios are achieved; the two main shafts of the gearbox, whose stresses have been determined; the necessary synchronizers for each gear; the roller bearings, where the shafts rest; which support the shafts; the main driveshaft of the transmission and cardan joints, and finally, the rear differential.

In addition, three separate annexes will be attached, corresponding to: the bid specifications, a detailed project budget and the drawings of the non-commercial components that have been specifically designed. These three annexes will ensure that the total execution of the project will be fully accomplished and its implementation achieved.

## Índice general

<b>Resumen .....</b>	<b>I</b>
<b>Abstract.....</b>	<b>II</b>
<b>Índice de figuras .....</b>	<b>VII</b>
<b>Índice de tablas .....</b>	<b>IX</b>
<b>MEMORIA.....</b>	<b>1</b>
<b>1. Introducción .....</b>	<b>2</b>
1.1.    Ámbito y entorno socioeconómico.....	2
1.2.    Objetivos del proyecto.....	4
1.2.1.    Herramientas para el desarrollo del proyecto .....	6
1.3.    Estructura del proyecto .....	7
<b>2. Normativa.....</b>	<b>8</b>
2.1.    Normas de diseño.....	9
2.2.    Normativa de la documentación .....	10
<b>3. Metodología .....</b>	<b>11</b>
3.1.    Planificación del proyecto.....	15
<b>4. Antecedentes y elección de componentes .....</b>	<b>16</b>
4.1.    Tipos de transmisión .....	16
4.1.1.    Tracción delantera y propulsión delantera .....	17
4.1.2.    Tracción trasera y propulsión delantera .....	17
4.1.3.    Tracción trasera y propulsión trasera .....	18
4.1.4.    Tracción total .....	19
4.2.    Embrague.....	20
4.2.1.    Tipos de embrague.....	20
4.2.1.1.    Embrague hidráulico .....	20
4.2.1.2.    Embrague electromagnético .....	21
4.2.1.3.    Embragues de fricción o de disco.....	22
4.2.2.    Elementos de un embrague de fricción .....	23
4.2.2.1.    Conjunto de presión.....	23
4.2.2.2.    Disco de embrague .....	24
4.2.2.3.    Cojinete de embrague.....	26
4.3.    Caja de cambios.....	27
4.3.1.    Caja de cambios manual.....	27
4.3.2.    Caja de cambios manual pilotada.....	29
4.3.3.    Caja de cambios automática .....	29

4.3.4.	Sincronizadores.....	31
4.4.	Diferencial .....	31
4.4.1.	Diferencial convencional .....	32
4.4.2.	Diferencial autoblocante.....	32
4.4.2.1.	Diferenciales autoblocantes mecánicos.....	33
4.4.2.2.	Diferencial autoblocante viscoso.....	33
4.4.2.3.	Diferencial tipo TORSEN.....	34
<b>5.</b>	<b>Desarrollo del Proyecto .....</b>	<b>36</b>
5.1.	Configuración de la transmisión. ....	36
5.2.	Fuerzas resistentes .....	36
5.2.1.	Resistencia a la rodadura .....	36
5.2.2.	Resistencia aerodinámica.....	37
5.2.3.	Resistencia a pendiente.....	38
5.2.4.	Resistencia por inercia .....	38
5.3.	Cálculo del embrague.....	39
5.4.	Caja de cambios: relaciones de velocidad. ....	43
5.4.1.	Relación del grupo diferencial.....	44
5.4.2.	Relaciones de cada marcha.....	46
5.5.	Comprobaciones de las relaciones de velocidad .....	48
5.6.	Cálculo de los engranajes .....	50
5.6.1.	Cálculo del módulo de los engranajes .....	53
5.6.1.	Comprobación a resistencia de los engranajes .....	59
5.6.2.	Cálculo de las dimensiones de los engranajes .....	66
5.6.3.	Determinación de las fuerzas sobre cada engranaje.....	68
5.7.	Cálculo de los ejes.....	70
5.7.1.	Eje intermedio.....	71
5.7.1.1.	Esfuerzos sobre el eje intermedio: toma constante.....	72
5.7.1.2.	Esfuerzos sobre el eje intermedio: tercera velocidad.....	73
5.7.1.3.	Esfuerzos sobre el eje intermedio: segunda velocidad .....	74
5.7.1.4.	Esfuerzos sobre el eje intermedio: primera velocidad.....	76
5.7.1.5.	Esfuerzos sobre el eje intermedio: marcha atrás .....	77
5.7.1.6.	Esfuerzos sobre el eje intermedio: cuarta velocidad .....	78
5.7.1.7.	Esfuerzos sobre el eje intermedio: quinta velocidad .....	80
5.7.1.8.	Esfuerzos sobre el eje intermedio: sexta velocidad.....	81
5.7.2.	Eje secundario .....	82
5.7.2.1.	Esfuerzos sobre el eje secundario: tercera velocidad .....	82
5.7.2.2.	Esfuerzos sobre el eje secundario: segunda velocidad .....	83

5.7.2.3.	Esfuerzos sobre el eje secundario: primera velocidad.....	85
5.7.2.4.	Esfuerzos sobre el eje secundario: marcha atrás.....	86
5.7.2.5.	Esfuerzos sobre el eje secundario: cuarta velocidad.....	87
5.7.2.6.	Esfuerzos sobre el eje secundario: quinta velocidad .....	88
5.7.2.7.	Esfuerzos sobre el eje secundario: sexta velocidad.....	89
5.8.	Cálculo de los rodamientos .....	92
5.8.1.	Eje intermediario .....	92
5.8.1.1.	Rodamiento del apoyo A.....	92
5.8.1.2.	Rodamiento del apoyo B.....	95
5.8.2.	Eje secundario.....	96
5.8.2.1.	Rodamiento del apoyo C .....	97
5.8.2.2.	Rodamiento del apoyo D.....	98
5.8.3.	Rodamientos de las ruedas locas .....	99
5.8.3.1.	Primera marcha .....	100
5.8.3.2.	Segunda marcha .....	101
5.8.3.3.	Tercera marcha.....	102
5.8.3.4.	Cuarta marcha .....	103
5.8.3.5.	Quinta marcha.....	103
5.8.3.6.	Sexta marcha.....	104
5.8.3.7.	Marcha atrás.....	105
5.9.	Cálculo de las chavetas.....	105
5.10.	Cálculo de los sincronizadores.....	112
5.11.	Árbol de transmisión.....	115
5.12.	Grupo diferencial .....	119
<b>6.</b>	<b>Conclusiones y trabajos futuros .....</b>	<b>120</b>
6.1.	Conclusiones.....	120
6.2.	Trabajos futuros.....	121
	<b>Referencias .....</b>	<b>123</b>
	<b>ANEXO A: Pliego de condiciones .....</b>	<b>1</b>
I.	Objetivo del documento y ámbitos de aplicación .....	2
a.	Objetivo del pliego de condiciones.....	2
b.	Alcance del documento .....	2
c.	Normas empleadas en el proyecto.....	2
II.	Dirección del proyecto .....	3
III.	Ejecución del proyecto y su puesta en marcha .....	3
a.	Construcción y materiales .....	3
b.	Entrega.....	4

c. Montaje .....	4
IV. Condiciones técnicas .....	5
a. Materiales .....	5
b. Inspección.....	6
c. Lubricación .....	6
d. Acabados superficiales.....	6
V. Condiciones particulares.....	7
a. Condiciones generales.....	7
b. Planificación .....	7
c. Condiciones del presupuesto.....	7
d. Método de pago .....	8
e. Garantía .....	8
f. Subcontratación de procesos.....	8
g. Multas y bonificaciones.....	9
VI. Condiciones legales.....	9
a. Precio del contrato.....	9
b. Anulación del contrato.....	9
c. Daños.....	10
<b>ANEXO B: Presupuesto .....</b>	<b>1</b>
1. Precios.....	3
2. Precios de fabricación .....	4
3. Precios comerciales.....	5
4. Presupuesto parcial.....	6
4.1. Presupuesto de materias primas y fabricación.....	6
5. Presupuesto general .....	7
6. Presupuesto total .....	8
<b>ANEXO C: Planos.....</b>	<b>1</b>



## Índice de figuras

Número de unidades vendidas de turismos y todoterrenos y su variación con respecto al año anterior. Fuentes: ANFAC y EL PAÍS.....	2
Producción de vehículos eléctricos e híbridos. Estimación realizada en 2016. Fuentes: IHS Automotive.....	3
Diagrama de Gantt correspondiente al cálculo y diseño de la transmisión. ....	15
Esquema de un vehículo con tracción y propulsión delantera. ....	17
Esquema de un vehículo con tracción trasera y propulsión delantera. ....	18
Esquema de un vehículo con tracción y propulsión trasera, con el motor dispuesto transversalmente (B) y longitudinalmente (A).....	19
Esquema de un vehículo con tracción a las cuatro ruedas. Arias-Paz, 2004.....	19
Componentes y funcionamiento de un embrague hidráulico. Fuente: <a href="https://diccionario.motorgiga.com">https://diccionario.motorgiga.com</a> .....	21
Dos configuraciones de un embrague electromagnético. Fuente: <a href="http://embraguesviaweb.blogspot.com">http://embraguesviaweb.blogspot.com</a> .....	22
Esquema de un embrague de fricción monodisco. M. Carcajosa (2005), Ingeniería de Vehículos: Sistemas y cálculos.....	22
Embrague de fricción. Embragado (A) y desembragado (B). Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).....	23
Montaje de la carcasa unida al volante de inercia. Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).....	24
Diagrama del diafragma. Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).....	24
Forro de fricción. Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).....	25
Montaje del disco conductor y una tapa. Ambos separados por un separador. Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).....	26
A la izquierda: conjunto completo del embrague. A la derecha, conjunto del disco de embrague. Fuente: <a href="http://www.auto10.com">http://www.auto10.com</a> .....	27
Esquema de una caja de cambios, y grupo diferencial, de cuatro velocidades con toma directa. Arias-Paz (2004), Manual del automóvil.....	28
Esquema de una caja de cambios de toma constante con cuatro velocidades. Arias-Paz (2004), Manual del automóvil. ....	28
Esquema interno de una caja de cambios DSG, con doble embrague y doble eje secundario. Fuente: <a href="http://www.ttforum.co.uk">http://www.ttforum.co.uk</a> .....	29
Funcionamiento de un engranaje planetario o epicicloidal.....	30
Esquema de una caja de cambios automática con dos planetarios. Arias-Paz (2004), Manual del automóvil.....	30

Esquema del conjunto de un sincronizador. 1: Punto Muerto; 2: Proceso de sincronizado; 3: Totalmente engranado. Arias-Paz (2004), Manual del automóvil. ....	31
Funcionamiento de un diferencial convencional. Fuente: <a href="http://www.todomecanica.com">http://www.todomecanica.com</a> .....	32
Esquema de un diferencial autoblocante mecánico. Nótese en 8 la holgura limitada con forma de cuña que tiene el satélite para permitir el giro relativo. Arias-Paz (2004), Manual del automóvil.....	33
Despiece de un diferencial viscoso. Fuente: <a href="http://www.aficionadosalamecanica.net">http://www.aficionadosalamecanica.net</a> .....	34
Esquema de un diferencial TORSEN. Fuente: <a href="http://www.aficionadosalamecanica.net">http://www.aficionadosalamecanica.net</a> .....	35
Geometría del disco de embrague. Elaboración propia. ....	40
Catálogo de embragues. Fuente: National Auto Parts. Clutch Catalogue.....	43
Diagrama de velocidades. Elaboración propia. ....	47
Factor geométrico en función de parámetros de engrane. Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).....	61
Factor dinámico en función de la velocidad en la línea de paso de paso. Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).....	62
Fuerzas que aparecen en un engranaje helicoidal. R. G. Budynas, J. K. Nisbett y J. E. Shigley (2008) Diseno en ingeniería mecánica. ....	68
Rodamiento A del eje intermediario. NUP 206 ECP. SKF .....	94
Rodamiento B del eje intermediario. QJ 380 MA. SKF .....	96
Rodamiento C del eje secundario. Tipo NU 1007 ECP. SKF .....	98
Rodamiento D del eje secundario. Tipo QJ 209 MA. SKF .....	99
Rodamiento NA 4908. SKF.....	101
Rodamiento de la serie NKI 28/30. SKF.....	102
Rodamiento de la serie NA 6906. SKF.....	102
Rodamiento NA 6907. SKF.....	103
Rodamiento NA 4908. SKF.....	104
Rodamiento NKI 45/35 TN.....	104
Rodamiento NKI 40/20. SKF.....	105
Dimensiones de la chaveta tipo A según la norma DIN 6885/1.....	107
Prontuario de perfiles laminados de acero. UPM, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos. ....	116
Diagrama de flectores sobre el árbol.....	117
Catálogo de juntas universales. Fuente: <a href="http://www.tecnopower.es">http://www.tecnopower.es</a> .....	118

## *Índice de tablas*

Tabla 1: Especificaciones del vehículo objeto del diseño de la Transmisión.....	5
Tabla 2: Parámetros de diseño del embrague .....	42
Tabla 3: Dimensiones del neumático.....	44
Tabla 4: Relaciones de transmisión.....	47
Tabla 5: Dientes de cada rueda y valores de la relación para cada pareja de engranajes. ....	52
Tabla 6: Valores de ángulo de hélice para cada pareja de engranajes.....	53
Tabla 7: Valores para el factor de guiado $\Psi$ según las características de los engranajes. ....	54
Tabla 8: Estimación del tiempo de funcionamiento de cada marcha.....	55
Tabla 9: Factores de vida para convertir los valores de presión de rodadura admisible.....	55
Tabla 10: Valores de la presión de rodadura corregidos para cada marcha.....	56
Tabla 11: Módulos de los piñones.....	57
Tabla 12: Series de módulos normalizados. ....	57
Tabla 13: Valores del factor de aplicación de carga. Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).....	61
Tabla 14: Valores del factor de distribución de la carga. Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).....	61
Tabla 15: Propiedades del acero F-128.....	62
Tabla 16: Parámetros geométricos de los piñones.....	66
Tabla 17: Parámetros geométricos de las ruedas. ....	67
Tabla 18: Valores de las fuerzas sobre los engranajes.....	69
Tabla 19: Valores para los coeficientes de mayoración. ASME (2008) Elementos de diseño mecánico.....	71
Tabla 20: Diámetros de las diferentes secciones de los ejes.....	91
Tabla 21: Cargas en los apoyos del eje intermediario. ....	92
Tabla 22: Reacciones que aparecen en los apoyos C y D del eje secundario.....	96
Tabla 23: Vida de cada elemento del eje secundario. ....	100
Tabla 24: Propiedades del acero empleado en las chavetas. ....	106
Tabla 25: Valores de las dimensiones para chavetas según DIN 6885.....	108
Tabla 26: Datos para el diseño del árbol de transmisión.....	115
Tabla 27: Dimensiones de las ruedas del grupo diferencial. ....	119

---

# ***MEMORIA***

---

Daniel Salvador Carrasco

Leganés, 2017

## 1. Introducción

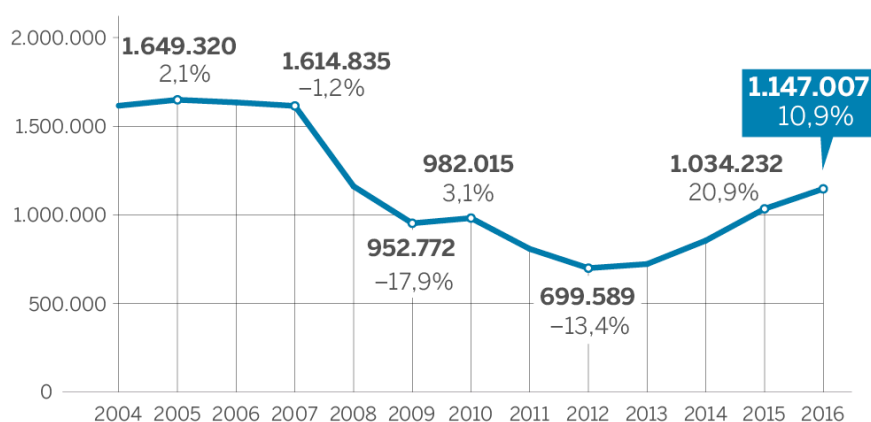
### 1.1. Ámbito y entorno socioeconómico

El presente proyecto se encuentra directamente relacionado con la industria de la automoción, sector clave para el desarrollo industrial y económico de gran parte de los países del mundo. En las últimas tres décadas, el vehículo automóvil ha pasado de ser un bien de lujo a convertirse uno de los bienes de consumo más importantes.

La industria automotriz tiene una importancia clave en otros sectores industriales, ya que, a partir del siglo XIX, se ha convertido en un principal consumidor de materiales y productos de otras industrias como: la siderúrgica, metalúrgica, química, electrónica y eléctrica.

Si se observa el mercado nacional, en España casi un 10% de la población se ve afectada por la cadena de valor de la automoción, siendo además el segundo país en la Comunidad Europea fabricante de vehículos, y situándose en el duodécimo lugar en el ranking mundial. Según el estudio realizado por la Asociación Española de Automóviles y Camiones (ANFAC) [1], un cuarto de los empleos nuevos, era generados por la industria fabricante de automóviles.

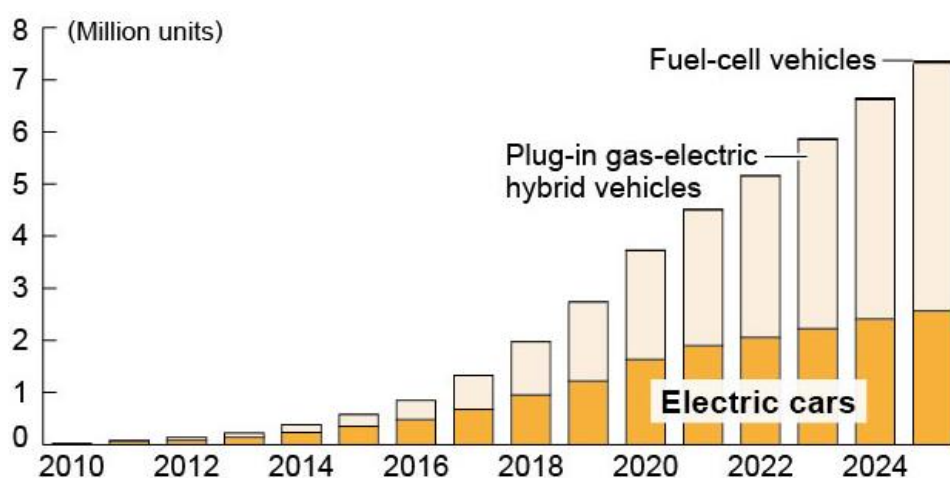
Además de la importancia económica mencionada, este sector es un espejo de las tendencias a lo largo de todo el mundo, teniendo que estar en constante cambio para adaptarse a los requisitos y exigencias de los consumidores, y cumpliendo con las normativas actuales que se encuentran en constante evolución.



**Figura 1.1:** Número de unidades vendidas de turismos y todoterrenos y su variación con respecto al año anterior. Fuentes: ANFAC y EL PAÍS.

Sin embargo, durante los últimos años, el impacto de la crisis económica ha causado cierto estancamiento en el número de vehículos fabricados en España, según [2]. Aún con este estancamiento del mercado nacional, la industria ha pivotado hacia nuevos mercados exteriores, expandiéndose hacia países como Turquía, Rusia, China, EEUU y países de la zona asiática, donde los pedidos para la industria española han aumentado notablemente. La mejora del mercado español se empezó a notar con la implantación del plan PIVE para el período de 2016 y 2017, que permitió cierta recuperación del número de ventas en el interior de España. Actualmente la producción de las fábricas en España se sitúa entre un 70 y 80% de su capacidad, con una previsión para alcanzar el 100% con el Plan Prevé (ver **Figura 1.1**).

Por todo lo dicho anteriormente, la importancia del mercado de la automoción es clara, y por ello, es de especial importancia innovar constantemente y plantear nuevas soluciones a los retos más importantes globalmente, como el calentamiento climático y el uso de energías renovables. Por ello, es necesario adaptarse a los nuevos tipos de vehículos que poco a poco están consiguiendo un lugar en el mercado, los híbridos y los eléctricos (ver **Figura 1.2**).



**Figura 1.2:** Producción de vehículos eléctricos e híbridos. Estimación realizada en 2016. Fuentes: IHS Automotive.

Para ello la industria tendrá que adaptar las soluciones actuales a las necesidades y prestaciones de dichos vehículos, investigando en nuevos materiales capaces de dar mejores prestaciones y que tengan un impacto medioambiental mínimo, para así cumplir con los retos económicos y sociales globales, como el calentamiento global y el uso de fuentes de energía renovables.

## 1.2. Objetivos del proyecto

En este proyecto, se presentarán los cálculos y el diseño de un sistema de transmisión. Este sistema es el encargado de transmitir tanto el par como la potencia desde el conjunto motor hasta las ruedas del mismo, proceso que se realiza mediante un sistema de elementos mecánicos que incluye, entre otros: engranajes, ejes, chavetas, embrague y sincronizadores. El diseño del sistema de transmisión se particularizará para las características de un Peugeot 308 GTi, de 6 velocidades

El objetivo principal del proyecto es conseguir elaborar un informe donde se refleje una metodología de diseño sobre cómo realizar el proceso de cálculo de un sistema de transmisión de un vehículo automóvil. El documento debe presentar en toda su estructura un orden lógico sobre cómo abordar el problema, además, se deberá hacer un uso adecuado de la normativa aplicable de forma que se cumplan los requerimientos técnicos que se listan a continuación:

- En primer lugar, es necesario establecer la respuesta o comportamiento dinámico del vehículo, en las situaciones más exigentes: arrancada, pendiente, velocidad máxima y frenada. Este paso es necesario para verificar que el vehículo tiene la capacidad para superar dichas situaciones.
- En segundo lugar, se determinará que el conjunto del embrague sea capaz de transmitir el par motor y la potencia (establecidas en la ficha técnica del vehículo), datos característicos del motor. Una vez comprobadas las características del conjunto del embrague, se podrá proceder al diseño eficaz del conjunto de la caja de cambios.
- En tercer lugar, se procederá a configurar correctamente los desarrollos de las diferentes marchas que forman la caja de cambios. Con esto, se conseguirá que el vehículo logre alcanzar la velocidad máxima establecida y que sea capaz de superar las condiciones mencionadas en el primer punto.
- En cuarto lugar, se procederá a realizar el cálculo de los engranajes que formarán la caja de cambios. Su diseño quedará completamente condicionado por las condiciones geométricas y de resistencia mecánica. Por lo tanto, con el correcto diseño de las ruedas dentadas se garantizará que su resistencia a las fuerzas y momentos a los que se verán sometidos serán los adecuados, para las relaciones de transmisión previamente determinadas.
- A continuación, se diseñarán y calcularán los diferentes ejes o árboles que conforman la caja de cambios y sobre los cuales irán situados los engranajes. Es imperativo dimensionar los ejes de forma que las diferentes secciones de ellos, sean capaces de soportar los esfuerzos provocados por los engranajes, al transmitir el par motor o recibir el par resistente.
- Además, también se calcularán y diseñarán las chavetas que efectúan la función de fijación entre el árbol y los engranajes.

- Posteriormente, una vez fijados los engranajes y los ejes, se procederá a seleccionar los rodamientos. Al calcular los rodamientos se comprobará que estos son capaces de soportar las solicitaciones más exigentes y que, además, tengan una vida útil lo suficientemente larga como para evitar posibles fallos imprevistos.
- Como último elemento mecánico a calcular está el grupo cónico diferencial, que se diseñará y calculará de forma que se consiga una relación de transmisión adecuada con la establecida en los cálculos previos.

Además, es necesario mencionar que, durante todo el desarrollo de este proyecto, se deberá proceder de acuerdo con el marco regulador vigente, afectando directamente al cálculo y diseño de componentes mecánicos que estén regulados y, posteriormente, a una correcta ejecución y puesta en marcha del proyecto.

Para cumplir con el marco regulador, se estudiarán las diferentes normas reguladoras y, si hay varias alternativas o estándares, se seleccionará la más adecuada para cada situación. Finalmente, se verificará que todos los componentes propuestos cumplen la normativa seleccionada.

A continuación, en la **Tabla 1**, se muestran los datos de partida del vehículo para el cual se desea diseñar el conjunto de la transmisión.

**Tabla 1:** Especificaciones del vehículo objeto del diseño de la Transmisión

<b>Marca</b>	Peugeot
<b>Modelo</b>	308 GTi
<b>Combustible</b>	Gasolina
<b>Cilindrada [cm<sup>3</sup>]</b>	1598
<b>Potencia máxima [CV - Kw]</b>	250 - 184
<b>Régimen de potencia máxima [rpm]</b>	6000
<b>Par máximo[Nm]</b>	330
<b>Régimen de par máximo [rpm]</b>	1900
<b>Tracción</b>	Trasera
<b>Posición del motor</b>	Delantero longitudinal
<b>Velocidad máxima [km/h]</b>	250
<b>Peso [kg]</b>	1280
<b>Largo / Ancho / Alto [mm]</b>	4253/1804/1446
<b>Neumáticos</b>	225/40 R18 92W



Por último, junto con el documento de la memoria, se entregarán tres anexos. Se realizará un pliego de condiciones con todas las condiciones técnicas, económicas y legales que afecten a la realización y ejecución del proyecto.

El segundo anexo corresponderá con un presupuesto detallado de todo el proyecto: materiales, componentes comerciales, costes de fabricación y ganancias.

El último anexo estará formado por los planos que definen los componentes que se diseñarán en la sección de desarrollo y cálculos, es necesario mencionar que no se incluirán planos de elementos comerciales (conjunto de embrague, diferencial, árbol de transmisión y carcasa).

### **1.2.1. Herramientas para el desarrollo del proyecto**

La principal herramienta que se empleará en este proyecto será el software de diseño asistido por ordenador Solid Edge, en su versión ST9, desarrollado por Siemens PLM Software. Solid Edge es un programa de diseño síncrono y paramétrico, que permite el diseño de componente sólidos. Proporcionará, además, la posibilidad de obtener el ensamblaje del conjunto final y los planos de cada componente. Los elementos que se diseñarán con dicho software incluyen: engranajes, ejes, chavetas y sincronizadores. Los engranajes y sincronizadores serán modelados empleando un diseño por variables, que permite acelerar el proceso de diseño y permite variaciones sin tener que volver a repetir para cada pieza el proceso desde cero. Los ejes serán diseñados con la propia herramienta que proporciona Solid Edge, de forma que el ingeniero especifica los parámetros geométricos del eje, junto con las chavetas que se requieran para cada sección.

Por último, Solid Edge será utilizado para la obtención de los planos que se proporcionarán en el documento final, utilizando siempre la normativa ISO correspondiente a cada caso.

Como herramienta software auxiliar para la elaboración de diagramas y figuras utilizadas en la memoria, se empleará el software de dibujo asistido por ordenador AutoCAD, en su versión 2017, desarrollado por Autodesk, Inc.

Los cálculos correspondientes a los engranajes se harán de forma manual, siguiendo la normativa UNE:18066, dichos cálculos serán comprobados con una hoja de cálculo en Microsoft Excel.

Para los cálculos que definirán los árboles, se usará como guía el documento proporcionado por ASME, realizando dichos cálculos manualmente y comprobados posteriormente en Excel.

Los cálculos de rodamientos se harán de forma manual, siguiendo el procedimiento de selección, dimensionamiento y cálculo que emplea el fabricante de rodamientos SKF (norma ISO 15:2011), apoyándonos para ciertas operaciones en la hoja de cálculo Excel. Además, se utilizarán los catálogos correspondientes para la correcta selección de los componentes comerciales, tales como: chavetas, rodamientos y conjunto de embrague.

### 1.3. Estructura del proyecto

El siguiente proyecto será estructurado de la siguiente forma. En primer lugar, se proporcionará, en el apartado 1.2.1, una visión de las herramientas empleadas en la realización del mismo.

En segundo lugar, se hará especial hincapié en la normativa aplicable a la realización del proyecto y su posterior ejecución, detallando los estándares que se utilizarán en cada etapa del mismo (ver 2. Normativa), tanto para los cálculos como para la elaboración de la posterior documentación. Todo ello sin olvidar la normativa vigente y aplicable en cuestiones laborales, tales como contratos y prevención de riesgos laborales, normas que directamente afectan a la ejecución y puesta en marcha del proyecto como tal (ver Normas empleadas en el proyecto).

A continuación, se presentará, a lo largo del apartado 4, una breve explicación del estado del arte en el ámbito de las transmisiones de vehículos, además de las correspondientes justificaciones que establecerán la elección final del conjunto y sus componentes.

Una vez definidas las normas y la configuración final del conjunto, a lo largo del punto 5, se proporcionarán las mediciones y cálculos numéricos que harán posible la definición cada uno de los componentes.

En el último apartado de la memoria, se presentarán las conclusiones y consecución de objetivos. Además, se expondrán una serie de propuestas para trabajos futuros que permitirían ampliar el alcance del proyecto y profundizar más en los análisis del conjunto y sus componentes permitiendo una futura optimización del mismo para aplicaciones que así lo requieran.

Junto con la memoria, se presentarán tres anexos, siendo el primero el pliego de condiciones del proyecto, el segundo será un presupuesto detallado y el tercero, los planos de los componentes diseñados.

En el pliego de condiciones (ver ANEXO A) se establecerán todas las condiciones técnicas, legales y económicas necesarias para una correcta ejecución y puesta en marcha del proyecto. Se establecerán las normas empleadas, los materiales, condiciones de entrega, aspectos económicos y del contrato.

El presupuesto (ver ANEXO B) establecerá los precios detallados del coste del proyecto, así como de los componentes comerciales, fabricación y materiales.

Por último, se presenta el ANEXO C, donde se incluye un plano del conjunto y los planos de los componentes que han sido abordados en este proyecto, no se incluyen los planos de los elementos comerciales que han sido escogidos de un catálogo.

---

## 2. Normativa

---

El diseño del sistema de transmisión incluye una gran cantidad de elementos mecánicos, estando gran parte de ellos normalizados. Por ello, el cálculo de los elementos mecánicos seguirá la normativa vigente aplicable. Además, para la documentación, planos y pliego de condiciones también se ha seguido la normativa correspondiente.

En primer lugar, hay que mencionar que las normas utilizadas pertenecen a organismos internacionales de gran importancia. Concretamente, las normas que se han empleado en este proyecto pertenecen a cuatro organizaciones: ISO (*International Organization for Standardization*), UNE (*Una Norma Española*), DIN (*Deutsches Institut für Normung*) y ASME (*American Society of Mechanical Engineers*). Las normas UNE que se han empleado son las transcripciones y adaptaciones de las normas ISO equivalentes.

Los primeros elementos mecánicos que se han calculado y que está sujetos a normativa son las ruedas dentadas. En este caso se han utilizado normas UNE de la serie 18000 (ver 2.1: Engranajes rectos y helicoidales). En dichas normas, se definen las propiedades de los engranajes, la nomenclatura a utilizar y los parámetros de diseño empleados. En este proyecto se han utilizado para conseguir los valores normalizados de los módulos (apartado 8.6.1) de los engranajes, así como las relaciones que permitirán definir el resto de los parámetros (ver 5.6.2). Además, para la comprobación de la resistencia de los engranajes se ha recurrido al código AGMA (*American Gear Manufacturers Association*).

Como alternativa para el cálculo y diseño de engranajes se podría haber empleado la norma DIN 867, que establece parámetros similares a la norma UNE, variando algunos coeficientes de seguridad y parámetros de la generación del dentado. Sin embargo, seguiría siendo necesario recurrir al código AGMA para la comprobación de la resistencia de las ruedas.

Para el cálculo de los ejes de la caja de cambios se ha optado por utilizar el código ASME, por ser uno de los estándares más reconocidos y utilizados por la industria. Además, las normas ISO y DIN destinadas al diseño de ejes son adaptaciones del código ASME.

Dicha norma, establece una relación entre las propiedades mecánicas del material empleado en los ejes, y el tamaño de los mismos, concretamente el diámetro del eje. Una vez obtenidas las fuerzas que son aplicadas en el eje (ver apartado 5.6.3) se definen los diámetros de cada sección (ver 5.7.1 y 5.7.2).

El código ASME, no obstante, es un método conservador para el diseño de ejes, de forma que las secciones obtenidas se encuentran sobredimensionadas. Por ello, como

alternativa, se podría realizar un estudio mucho más detallado sobre los esfuerzos en cada sección, sin utilizar las simplificaciones consideradas y que permitirían obtener una sección de menor tamaño, siempre que el objetivo sea la obtención de un conjunto más ligero o la utilización de materiales con diferentes propiedades.

Para la selección de los rodamientos se ha recurrido a la normativa UNE que aplica SKF en sus documentos relativos a la selección de los mismos (ver 2.1: Rodamientos). En dichas normas, se definen los parámetros esenciales para calcular los engranajes (vida, capacidad de carga, y carga dinámica) que se han utilizado en el apartado 5.8. Los resultados obtenidos gracias al uso de las normas, permiten la correcta elección del rodamiento cuando se consulta en un catálogo comercial, en este caso se ha recurrido a la empresa SKF.

Es necesario mencionar que para la elaboración del pliego de condiciones son aplicables las normas UNE correspondientes a los materiales que se utilizan en este conjunto, los tratamientos térmicos en el caso de que se apliquen y los posteriores acabados superficiales.

Además de los estándares técnicos utilizados, también es de gran importancia nombrar los decretos y normas relativas a cuestiones laborales. Dichos decretos, que se exponen en el apartado I.c del ANEXO : Pliego de condiciones, incluyen la Ley de Prevención de Riesgos Laborales, Real Decreto de Seguridad e Higiene en el trabajo, y los decretos sobre exposición al ruido y seguridad en los puestos de trabajo.

Para una explicación en profundidad de cada uno de los decretos y leyes aplicables a la ejecución del trabajo, consultar el apartado I.c del ANEXO .

## 2.1. Normas de diseño

Tolerancias dimensionales	UNE-EN 28286-1
	UNE-EN 28286-2
	UNE-EN 22768-2
	ISO 2768-1
Acabados superficiales	UNE-EN 1302
Materiales: propiedades	UNE 36010
Normalización del acero	UNE 36010
Engranajes: rectos y helicoidales	UNE 18066
	UNE 18068

	UNE 18004
	UNE 18005
Rodamientos: cálculos	UNE 18113:1983
	UNE 18097
Rodamientos: tipos	ISO R773:2491
Rodamientos de agujas	UNE 18175:1983
Ejes: cálculos	Código ASME
Árboles para transmisiones	Código ASME
	UNE 18018:1952
Chavetas	DIN 6885:1

## 2.2. Normativa de la documentación

Documentación: elaboración de proyectos	UNE-EN 157001:2002
Numeración de documentos	UNE-EN 50132
Acotación	UNE 1039
Cortes y secciones	UNE 1-032-82
	UNE 1-026-83
Formato de planos	UNE-EN 216
Cajetín y escala	UNE-EN 1-035:1995
	UNE EN ISO 5455
Dibujos técnicos	ISO 128
	UNE-EN 1-032-82
Listado de piezas	UNE 1-135:89
Referencias de componentes	UNE-EN 1-100:83

---

### 3. Metodología

---

El primer paso para desarrollar la metodología de diseño de la transmisión será partir de la ficha técnica del vehículo. En dicho documento, se muestran las prestaciones de motor, así como los datos de la velocidad máxima que se desea alcanzar, configuración del motor y otros elementos como los neumáticos [3]. Con estos datos, se decidirá el tipo de transmisión que se diseñará.

Una vez establecido el tipo de transmisión, se realizará el estudio del comportamiento dinámico del vehículo en varias situaciones. Este análisis servirá como base para establecer cuáles son las resistencias que se va a encontrar el vehículo en las situaciones más exigentes. Se partirá de las expresiones proporcionadas en [3] y [4], y se analizarán las siguientes situaciones:

- En primer lugar, se determinará cuál es la resistencia que se encontrará el vehículo en rodadura normal teniendo en cuenta el peso del vehículo y la incidencia del neumático en la calzada.
- En segundo lugar, se obtendrá la resistencia aerodinámica que sufre el vehículo circulando en condiciones de velocidad máxima. Para ello, serán tomadas en consideración las propiedades del aire, el tipo de vehículo estudiado, la velocidad máxima del vehículo y la superficie frontal que es frenada por el aire.
- En tercer lugar, se calculará la resistencia que se opone al arranque del vehículo en pendiente. Para ello, se establece una pendiente máxima que debe ser capaz de superar el vehículo teniendo en cuenta el reparto de pesos.
- En último lugar, se obtendrá la resistencia por inercia del vehículo en una situación de aceleración máxima de 0 a 100 km/h.

Una vez obtenido el valor total de las resistencias, dicho valor permitirá establecer más adelante los desarrollos de cada marcha, permitiendo que la caja de cambios sea capaz de proporcionar la potencia y el par necesarios para que el vehículo supere satisfactoriamente las cuatro situaciones anteriores. Además, se comprobará qué número de marchas es el más adecuado para alcanzar la velocidad máxima y lograr una progresión adecuada.

El segundo paso lógico en la cadena de diseño de componentes será el cálculo y dimensionado del conjunto del embrague. Para dicha tarea, será necesario trabajar con datos proporcionados en la ficha técnica, concretamente el par máximo del motor. En primer lugar, se determinará cuál es el par que debe ser capaz de transmitir el embrague, para ello se tendrá mayorará el par motor máximo con un coeficiente de seguridad.

Dicho valor de par, fijará mediante las expresiones que se encontrarán en [5], el tamaño mínimo del disco de embrague que permitirá la transmisión de par. Para ello se escogerá un material con un coeficiente de fricción adecuado y junto con la presión que se ejerce en el disco se obtendrán los diámetros exteriores e interiores del mismo y se calculará la fuerza que es necesaria ejercer para desembragar. Una vez fijadas todas las dimensiones geométricas y de material, se recurrirá al catálogo comercial de embragues [6] para seleccionar el conjunto más adecuado para el vehículo.

Una correcta selección del embrague asegurará un correcto acoplamiento entre el motor y el siguiente elemento que se diseñará, la caja de cambios, ya que, si el embrague no es capaz de transmitir el par del motor correctamente, la potencia entregada a la salida de la caja de cambios no será la suficiente para conseguir vencer las resistencias exteriores.

El paso inicial en el diseño de la caja de cambios es establecer las relaciones de velocidad que proporcionarán las parejas de engranajes y el conjunto del diferencial trasero. La relación de este último componente permanece fija en todo momento y quedará determinada por el régimen máximo de giro del motor y la velocidad de giro de las ruedas en condiciones de velocidad máxima, por lo tanto, será necesario recurrir a las dimensiones geométricas de los neumáticos y obtener el valor de su diámetro efectivo, ya que se trabajará en condiciones de circulación, no en parado.

Dicho valor de la relación del diferencial influirá en las diferentes relaciones de cada marcha, ya que el valor de la relación de transmisión total, será la multiplicación de ambos factores. Las relaciones de cada marcha se determinarán siguiendo una relación geométrica, tal y como se recomienda en [3] y [7]. Se partirá de la velocidad máxima deseada y se calculará hasta la velocidad máxima que se alcanza con la primera velocidad. De esta forma, se obtendrá el diagrama de velocidades que reflejará la velocidad que es alcanzable con las diferentes marchas.

Los valores obtenidos correspondientes a las relaciones de transmisión permitirán la comprobación final de que el vehículo será capaz de superar las situaciones de máxima exigencia, determinadas en el primer punto del proyecto. Además, serán el principal factor a la hora de determinar los parámetros geométricos de cada par de engranajes de la caja de cambios.

Para obtener todos los parámetros de los engranajes se comenzará fijando el número de dientes de cada rueda. Para ello simplemente bastará con recurrir a los calores de las diferentes relaciones de cada marcha y fijar los dientes teniendo en cuenta que no se produzcan fenómenos de interferencia [7] [8]. Será necesario recurrir a las diferentes normas UNE-ISO empleadas de la serie 18 (066, 068, 004 y 005). Dichos estándares, proporcionarán las diferentes relaciones matemáticas entre los diferentes parámetros geométricos de los engranajes, permitiendo establecer el módulo y el valor del ángulo de hélice de los engranajes helicoidales. Los valores del módulo se ajustarán a los valores normalizados según las tablas correspondientes.

Posteriormente, se utilizarán las expresiones de resistencia para el material empleado que se proporcionan en el código AGMA [5]. Dichas expresiones y gráficas,

permitirán comprobar que los piñones, que son las ruedas más exigidas mecánicamente, no fallarán por flexión, siendo ésta el principal esfuerzo al que se ven sometidos los engranajes.

Una vez se hayan determinado todos los parámetros geométricos de los engranajes, procederá con el cálculo de las fuerzas que aparecen sobre ellos cuando la marcha correspondiente se encuentra engranada. Se obtendrán los valores de las fuerzas radial, tangencial y axial cuando el par del motor sea máximo y permitirán seguir con el diseño de los ejes sobre los cuales se fijan los engranajes.

El dimensionado de los ejes se realizará comenzando por calcular las reacciones y que, junto con los valores de las fuerzas que se generan en los engranajes, permitirán obtener las leyes de esfuerzos, concretamente, momentos flectores torsores. Para ello, previamente se establecerán las longitudes de los ejes, condicionadas por el espacio de la caja de cambios en el vehículo.

Una vez obtenidos los valores máximos de los esfuerzos, se utilizarán para calcular, mediante las expresiones que proporciona el código ASME [9], los diámetros mínimos de cada sección. Para ello será necesario fijar el material a partir del cual se fabricarán los ejes, sus propiedades mecánicas y los coeficientes de seguridad adecuados que mayorarán los esfuerzos.

El siguiente paso en la secuencia de diseño y cálculo consistirá en seleccionar los rodamientos adecuados en los cuales se apoyarán los ejes de la caja de cambios. El primer paso consistirá en determinar cuántos rodamientos hay que utilizar, teniendo en cuenta la configuración de los árboles de la caja. El segundo paso consistirá en determinar las capacidades de carga que deberán tener dichos rodamientos para poder asegurar una vida útil lo suficientemente larga y, en último lugar, se procederá con la selección del modelo comercial de rodamiento.

Para la correcta selección del modelo de rodamiento será necesario establecer qué tipo de rodamiento será más adecuado. Se puede asegurar de antemano que, debido a que se están utilizando engranajes helicoidales, aparecerán fuerzas axiales, radiales y tangenciales. Esto limitará el tipo de rodamiento a emplear según el apoyo. Concretamente, será necesario emplear rodamientos de rodillo en aquellos apoyos que no presenten carga axial y rodamientos de bola de contacto angular, o de rodillos cónicos, en aquellos rodamientos que estén situados en apoyos libres.

Para la realización de los cálculos de vida útil y capacidad de carga de cada rodamiento, se emplearán los documentos guía que proporciona SKF sobre la selección de rodamientos y sus cálculos [10]. Dichos documentos, junto con las normas UNE 18113 y UNE 18197, proporcionan las expresiones matemáticas que, a partir de las fuerzas que soporta cada rodamiento, permitirán obtener el valor de la capacidad de carga y la vida útil, asegurando que cumpla con la vida mínima necesaria en cada caso. Posteriormente, una vez obtenido el valor de la capacidad de carga y teniendo en cuenta las dimensiones deseadas para cada rodamiento, se procederá a la búsqueda en el catálogo de rodamientos de SKF del modelo cuya capacidad de carga sea la inmediatamente superior a la calculada y las dimensiones lo más cercanas a las deseadas [11].



Una vez se han seleccionado los rodamientos, se comprobará que los diámetros de los agujeros de cada rodamiento, permiten su colocación en el eje, para ello se ajustarán los diámetros de las secciones calculadas previamente para los árboles. Esto se hará aumentando la sección siempre, hasta que su diámetro coincida con el diámetro del agujero del rodamiento. Dichas modificaciones se verán reflejadas en último lugar en los planos.

El siguiente elemento mecánico que se podrá calcular serán las chavetas de los ejes de la caja de cambios. Para su correcto dimensionado se empleará la norma DIN 6885/1 como guía, junto con un catálogo que siga dicha norma, en este caso se empleará el catálogo comercial de la empresa Opac S.L. de elementos normalizados. La norma establece una serie de recomendaciones para establecer las dimensiones de las chavetas y proporciona las expresiones numéricas para comprobar la resistencia de las mismas además de las reglas de nomenclatura para las chavetas.

Nosotros ajustaremos las dimensiones de cada chaveta al engranaje que deben fijar y una vez seleccionado el material a partir del cual se van a fabricar, comprobaremos que tienen la suficiente resistencia tanto a flexión como a compresión para evitar posibles roturas. Los materiales disponibles se muestran en el catálogo de chavetas, perteneciendo todos ellos a los recomendados por la norma DIN 6880, siendo todos ellos aceros aleados normalizados.

El último elemento perteneciente a la caja de cambios que se calculará serán los sincronizadores. En la realidad, los sincronizadores presentan diferentes configuraciones más o menos complejas, pero en este proyecto se realizará un diseño simplificado. Se asemejarán los sincronizadores a un embrague cónico, con un estriado en la parte interior y otro en la exterior para el deslizamiento del pasador.

Se diseñarán cuatro sincronizadores, y mediante la norma DIN 5480 se obtendrá el valor de las dimensiones del estriado, garantizando que se consiga el acoplamiento y la selección de las marchas. Las dimensiones del estriado dependerán de la fuerza tangencial que aparezca en la marcha seleccionada, la resistencia del material empleado y el número de dientes. Posteriormente se comprobará que el par a transmitir por los engranajes no impida un acoplamiento del sincronizador debido a deslizamiento. Tal valor se verificará con las expresiones correspondientes a un embrague cónico [5].

El siguiente componente mecánico que se diseñará será el árbol de transmisión, que permitirá el acople mecánico y transferencia de potencia entre la caja de cambios situada en parte delantera del vehículo y el diferencial ubicado en la parte trasera. El dimensionado del árbol se realizará partiendo de la geometría que debe tener (longitud y sección) y las solicitaciones a las cuales se verá sometido. En nuestro caso, se comprobará que la sección elegida sea capaz de soportar una tensión máxima provocada por el par máximo que entrega el motor, además de soportar la flexión debida a su propio peso. Para realizar dichas comprobaciones se utilizarán las expresiones que proporciona el código ASME, al igual que para los ejes [9].

Dicho estándar permitirá obtener los valores de los diámetros interior y exterior de la sección del árbol. Con esos valores, se recurrirá a un prontuario de perfiles de acero

normalizados para elegir el que se corresponde con los resultados obtenidos. Una vez se seleccione el perfil, se obtendrá el valor del peso por unidad de longitud del árbol que permitirá realizar el análisis a flexión de la barra, asegurando que el flector máximo no provoque deformaciones permanentes.

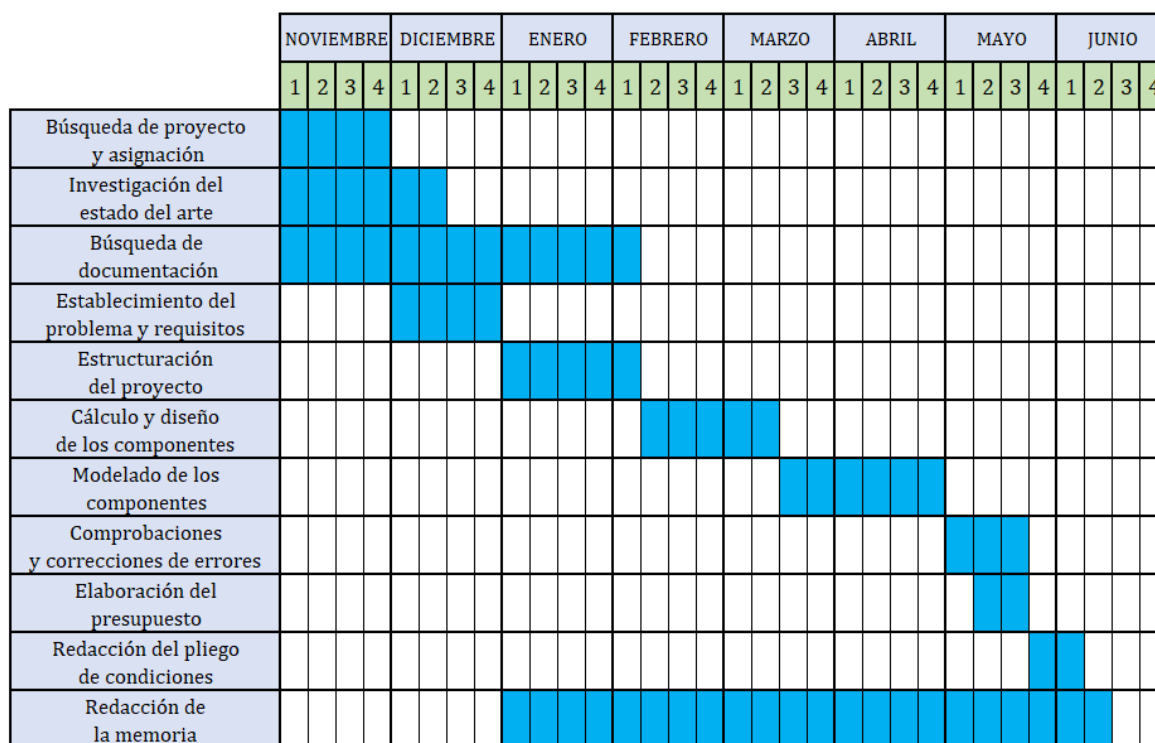
Junto con el dimensionado del árbol se seleccionarán las juntas cardan adecuadas para acoplarlo al diferencial y a la caja de cambios. Dichas juntas, al ser elementos comerciales, se seleccionarán teniendo en cuenta el diámetro del árbol, a través de un catálogo comercial [13].

El último componente que se calculará será el grupo diferencial trasero. En primer lugar, será necesario determinar qué tipo de diferencial se empleará y una vez se decida eso, se podrá proceder a su dimensionado.

En este proyecto, el diferencial trasero se abordará desde el punto de vista geométrico. Como se ha establecido previamente en el cálculo de las diferentes relaciones de velocidad, la relación de transmisión del diferencial ya ha sido fijada. Por lo tanto, se calcularán las dimensiones de la corona, piñón, satélites y planetarios que conformarán el grupo. Una vez se hayan obtenido las dimensiones del grupo diferencial ya se podrá seleccionar el modelo comercial más adecuado.

### 3.1. Planificación del proyecto

A continuación, se muestra en la **Figura 3.1** el diagrama de Gantt que muestra la secuencia en la cual se abordará el diseño de la transmisión de este proyecto.



**Figura 3.1:** Diagrama de Gantt correspondiente al cálculo y diseño de la transmisión.

---

## ***4. Antecedentes y elección de componentes***

---

El objetivo del sistema de transmisión del vehículo, como se ha mencionado anteriormente, es transmitir la potencia y el par desde el motor hasta las ruedas.

Para conseguir este objetivo es necesario el uso de varios elementos mecánicos, siendo el primero el embrague, colocado entre el motor y la caja de cambios. Su misión es conseguir un acople y desacople de ambos elementos cuando el conductor lo desee.

Si no se hace uso de un embrague, el vehículo no podrá iniciar la marcha, ya que, al no poder girar libremente el motor, no conseguirá la velocidad de giro necesaria para vencer la inercia del vehículo. Aun así, una vez el motor haya alcanzado el par necesario para vencer dicha resistencia, no se puede acoplar bruscamente al sistema de transmisión, ya que ofrecen una gran resistencia al estar detenidos, por eso es necesario que haya cierto deslizamiento inicial entre el disco de embrague y conjunto de presión, con el fin de suavizar la entrega de par y potencia y poder iniciar la marcha.

A la salida del conjunto del embrague, el giro del motor se transmite a la caja de cambios mediante el eje primario, en este paso, mediante parejas de ruedas dentadas entre el eje primario y el eje secundario, se multiplica o desmultiplica dicho giro, transmitiéndose mediante el eje secundario al diferencial si el vehículo es de tracción delantera, o al árbol de transmisión en el caso de tracción trasera. La selección de cada marcha la realiza el ocupante mediante la palanca de cambio, seleccionando la relación de transmisión más adecuada para cada momento.

Tras la caja de cambios, el giro se ha transmitido al diferencial, cuyo objetivo es transmitir el movimiento a las ruedas motrices, permitiendo diferentes velocidades de giro en cada rueda dependiendo de si el vehículo se mueve en curva o en línea recta, para así evitar deslizamiento de alguna rueda, derrapes accidentales o pérdida de estabilidad. Dicha transmisión se realiza mediante dos ejes, cada uno uniendo la salida del diferencial y la ruedas, llamados palieres.

### **4.1. Tipos de transmisión**

Existen diferentes tipos de configuraciones para el sistema de transmisión de un vehículo. La elección de uno u otro dependerá de factores como el tipo de vehículo y su uso, la posición del motor en el vehículo, los ejes motrices o las prestaciones deseadas.

En el caso de que se transmita movimiento únicamente a las ruedas delanteras, el vehículo tendrá tracción delantera. En este caso, el motor suele estar ubicado en la zona delantera del vehículo, ya que no resulta óptimo utilizar propulsión trasera y transmitir el movimiento hasta el eje delantero.

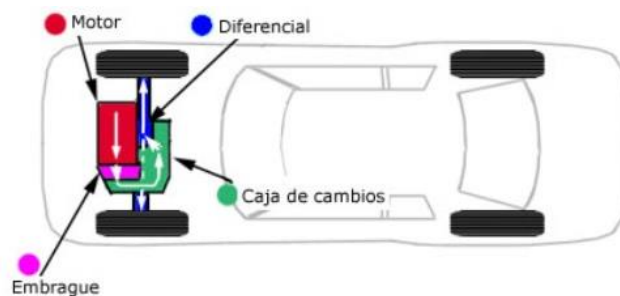
Cuando es el eje trasero, el que impulsa el vehículo, el sistema de transmisión se denomina de tracción trasera. En este caso, dependiendo de la ubicación del motor se conseguirá tracción trasera e impulsión trasera o tracción trasera e impulsión delantera.

Por último, si tanto el eje delantero como el trasero impulsan al vehículo, éste tendrá tracción integral, total, o 4x4. Para este tipo de transmisión, el motor puede estar ubicado tanto en la parte trasera como la delantera.

#### 4.1.1. Tracción delantera y propulsión delantera

En este caso, el eje delantero, donde se encuentra la dirección del vehículo, es el único que recibe el par del motor.

Este sistema es el más utilizado en vehículos de cilindrada media. Permite la eliminación de todo el árbol de transmisión hacia el eje trasero, permitiendo compactar el grupo de la caja de cambios y el diferencial junto con el motor. Además, al ser el eje directriz el que recibe transmite la potencia, y poder bajar la carrocería ya que no hay árbol de transmisión, la estabilidad del vehículo es mayor, proporcionando un mejor paso por curva y mayor control.



**Figura 4.1:** Esquema de un vehículo con tracción y propulsión delantera.  
Fuente: [www.mecanicavirtual.com](http://www.mecanicavirtual.com)

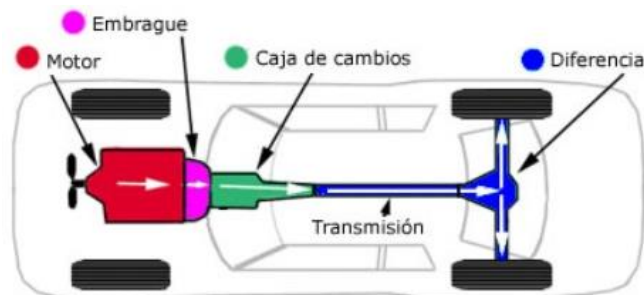
#### 4.1.2. Tracción trasera y propulsión delantera

Este sistema de transmisión, que fue el más empleado durante el siglo XX, popularizado por Ford en su modelo T, todavía sigue siendo utilizado en vehículos de media o gran cilindrada, ver **Figura 4.2**. Se basa en la transmisión del par desde el motor y

la caja de cambios, hasta el eje trasero mediante el árbol de transmisión, allí, mediante el diferencial, se reparte hacia las ruedas traseras.

Este será el sistema seleccionado para este proyecto, donde el motor estará colocado en la parte delantera en posición transversal. Ver **Figura 4.1**

Al ser necesario el uso del árbol de transmisión y de un diferencial trasero, el coste de este sistema es mayor que el de un vehículo con tracción delantera, además la carrocería no se puede bajar todo lo posible, ya que es necesario espacio para el árbol, por lo tanto, la estabilidad y el control son menores.



**Figura 4.2:** Esquema de un vehículo con tracción trasera y propulsión delantera.

Fuente: [www.mecanicavirtual.com](http://www.mecanicavirtual.com)

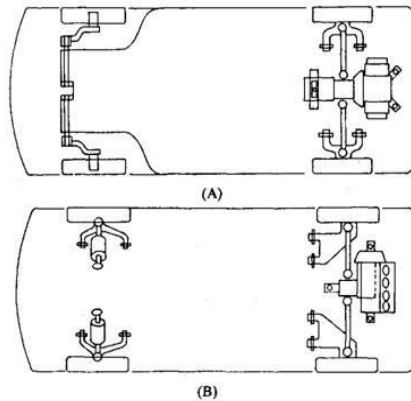
### 4.1.3. Tracción trasera y propulsión trasera

Tanto el motor como el grupo de la caja de cambios y diferencial están colocados en la parte trasera del vehículo. El motor puede colocarse de forma transversal o longitudinal tras el eje trasero, sin embargo, si es colocado delante de este, el sistema se denomina de motor central. Ver **Figura 4.3**.

La principal ventaja que presenta este sistema es la gran capacidad de tracción y adherencia, sobre todo en aceleración y rampas, ya que el reparto de masas provoca que el eje trasero se encuentra más cargado. También permite que el diseño del eje delantero sea más sencillo y que las fuerzas de frenado se puedan distribuir de una forma más eficiente.

Sin embargo, las principales desventajas son: la falta de estabilidad, poco control direccional agravado en condiciones de baja adherencia, y la tendencia del vehículo a sobrevirar.

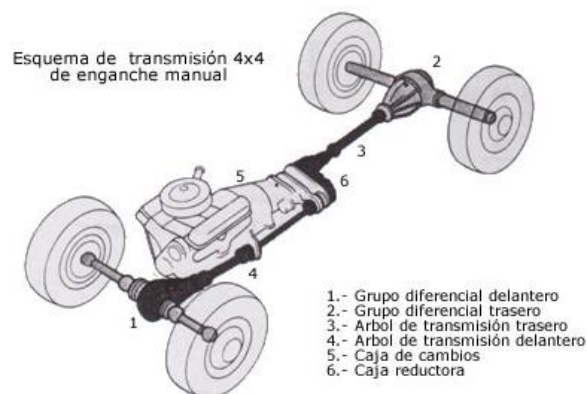
Por todas estas ventajas y desventajas, es el sistema empleado en vehículos de gran potencia como los deportivos, donde se busca una muy buena motricidad.



**Figura 4.3:** Esquema de un vehículo con tracción y propulsión trasera, con el motor dispuesto transversalmente (B) y longitudinalmente (A). Fuente: [www.thecartech.com](http://www.thecartech.com)

#### 4.1.4. Tracción total

En este caso, el reparto de par se produce a las cuatro ruedas como se muestra en la **Figura 4.4**. Se solucionan los problemas de tracción y adherencia de la tracción delantera o trasera proporcionando la mejor capacidad tractora. También presenta una mejor capacidad de carga y de subir rampas. Y el desgaste de los neumáticos es igual en el eje trasero y delantero. Además, el reparto de potencia en el eje trasero y delantero puede ser regulado de acuerdo con la necesidad del conductor lo que hace que este sistema sea el más versátil.



**Figura 4.4:** Esquema de un vehículo con tracción a las cuatro ruedas. Arias-Paz, 2004.

## 4.2. Embrague

El embrague es el elemento situado entre la salida del motor y la entrada de la caja de cambios. Su objetivo es permitir un desacople y acople progresivo entre ambos elementos, para transmitir el par y la potencia de forma gradual a voluntad del conductor. Además, debido a que el motor produce vibraciones propias, el conjunto del embrague, concretamente el disco conductor, debe ser capaz de amortiguarlas e impedir su llegada a la caja de cambios, donde influirían negativamente en la vida de los engranajes y ejes.

Cada vez que se requiera cambiar la relación e velocidades será necesario liberar el eje primario del giro del motor para anular las fuerzas entre las parejas de engranajes y poder engranar la marcha deseada.

Debe dimensionarse de modo que sea capaz de transmitir todo el par del motor, y que tenga la suficiente rapidez como para que el cambio de la relación de velocidades no influya notablemente en la marcha del vehículo.

### 4.2.1. Tipos de embrague

La gran multitud de tipos de embrague puede agruparse en tres grupos: de disco o de fricción, hidráulicos y magnéticos.

#### 4.2.1.1. Embrague hidráulico

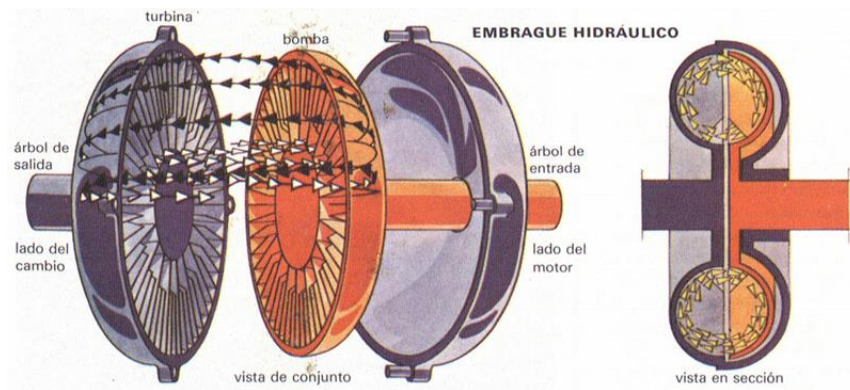
En este tipo de embragues, no hay elementos mecánicos que pongan en contacto el motor y la caja de cambios. El cigüeñal del motor acaba en un volante hueco, en cuyo interior está situado el impulsor o bomba, cuyos álabes se sitúan formando un anillo. Enfrentado a la bomba se encuentra el rotor, separado unos milímetros y unido al eje primario. Los álabes del rotor se encuentran enfrentados a los de la turbina, como se muestra en la **Figura 4.5**.

La transmisión de par se realiza mediante la energía cinética que adquiere el aceite encerrado entre el impulsor y el rotor. El impulsor gira con la misma velocidad que el motor, y cuando éste se acelera, el líquido adquiere velocidad y debido a la fuerza centrífuga, se ve impulsado a la zona periférica. Con el movimiento del aceite, el rotor comienza a girar y transmite el giro hacia el resto de componentes de la transmisión.

El embrague hidráulico permite que el motor gire al ralentí sin transmitir par a la transmisión ya que se produce cierto resbalamiento entre rotor e impulsor, que no es capaz de vencer la resistencia de la transmisión. Además, al producirse dicho fenómeno, la transmisión de par se realiza de manera más suave que en un embrague de disco. Sin embargo, como desventaja, al producirse resbalamiento a bajas y medias velocidades de giro, el consumo de combustible aumenta con respecto a un embrague de fricción,



igualándose a velocidades de giro por encima de 1.500 rpm, donde el resbalamiento se reduce a un 2 por 100.



**Figura 4.5:** Componentes y funcionamiento de un embrague hidráulico. Fuente: [www.diccionario.motorgiga.com](http://www.diccionario.motorgiga.com)

#### 4.2.1.2. Embrague electromagnético

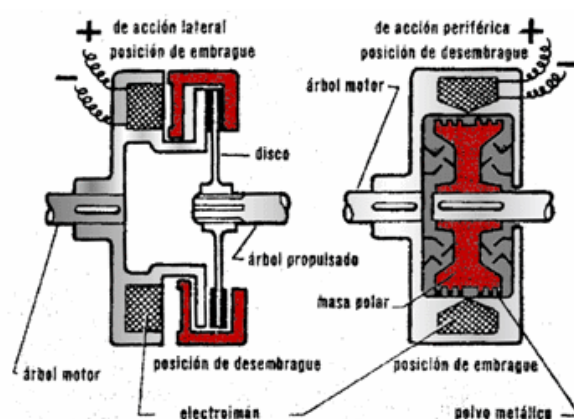
En el extremo del cigüeñal está situado el volante de inercia. Solidario a este se coloca una corona metálica. El interior de la corona es hueco, y dentro hay una bobina. Mediante un hilo metálico se hace pasar corriente por la bobina, que al girar solidaria al motor crea un campo magnético (ver **Figura 4.6**).

El espacio restante del interior se rellena con polvo magnético y con chapas metálicas. El polvo que interacciona con el campo magnético, de forma que se compacta atrayendo otra masa y obligando a que gire solidaria a la corona, la transmisión estaría embragada. La segunda masa en el caso de un vehículo, está unida al eje primario de la caja de cambios.

Cuando no hay suficiente corriente para compactar el polvo metálico, el disco no es arrastrado por la corona y la transmisión se encuentra desembragada.

La cantidad de par transmitido es regulado mediante la cantidad de corriente eléctrica que pasa por la bobina. Además, en una bobina, hay un periodo de tiempo en el cual el campo magnético se crea completamente, lo que influye en la progresividad para transmitir el par.



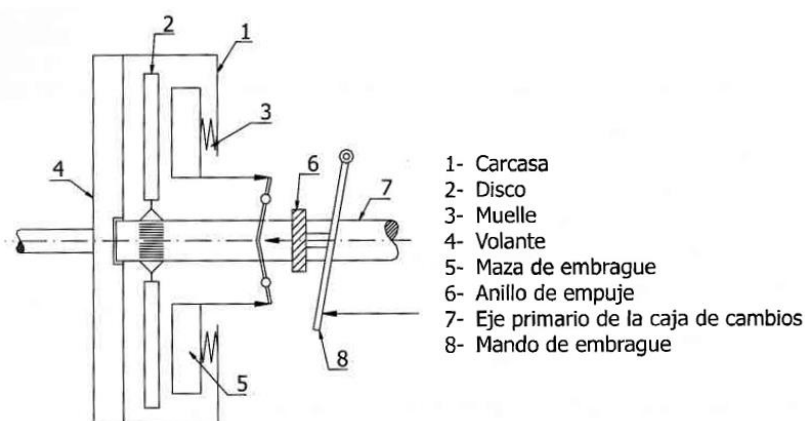


**Figura 4.6:** Dos configuraciones de un embrague electromagnético. Fuente: [www.embraguesviaweb.blogspot.com](http://www.embraguesviaweb.blogspot.com)

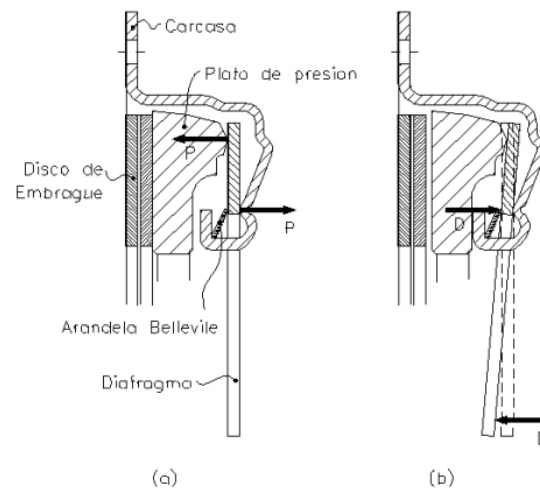
#### 4.2.1.3. Embragues de fricción o de disco

Es el embrague más utilizado en automóviles (ver **Figura 4.7**). En este tipo de embragues, la transmisión de par se realiza mediante el deslizamiento y posterior acople del disco conductor, donde están situados los forros de fricción, con el volante de inercia. Esta presión se consigue mediante el conjunto del diafragma y el plato de presión, accionados mediante un cojinete y el pedal del embrague.

En la posición de embragado (**Figura 4.8 a**), el disco se encuentra presionado entre el volante de inercia y el plato de presión, obligando a que ambos elementos giren con la misma velocidad; en la posición de desembrague (**Figura 4.8 b**), el cojinete ejerce una fuerza sobre el diafragma haciendo que pivote sobre un apoyo o arandela, liberando el disco de embrague y permitiendo su giro libremente.



**Figura 4.7:** Esquema de un embrague de fricción monodisco. M. Carcajosa (2005), *Ingeniería de Vehículos: Sistemas y cálculos*.



**Figura 4.8:** Embrague de fricción. Embragado (A) y desembragado (B). *Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).*

El material del cual están hechas las superficies de fricción debe tener excelentes propiedades mecánicas para transmitir el par y muy buenas propiedades térmicas, ya que debe operar en un amplio rango de temperaturas.

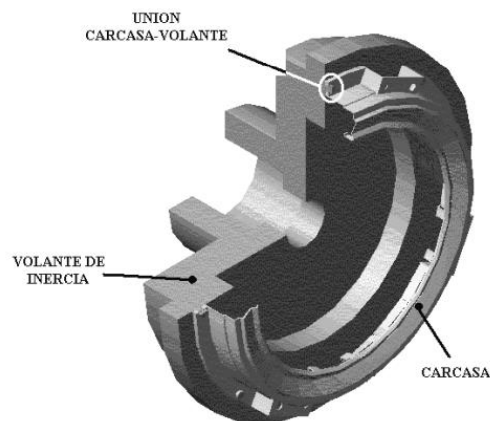
Este es el tipo de embrague que se ha seleccionado para este proyecto ya que presenta mejores capacidades que un embrague cónico de fricción y tiene un diseño menos complejo que un embrague hidráulico (utilizados principalmente en cajas de cambios automáticas). Además, es el tipo de embrague más utilizado en la automoción.

## 4.2.2. Elementos de un embrague de fricción

### 4.2.2.1. Conjunto de presión

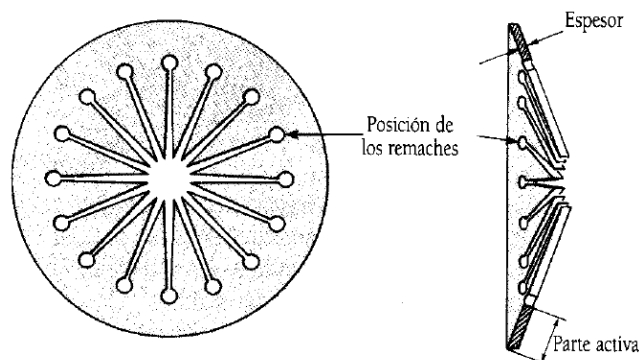
El conjunto de presión está formado por tres elementos principales: el plato de presión, la carcasa y el diafragma (ver **Figura 4.9**). El plato de presión, se puede desplazar en la dirección axial, y es la encargada de presionar el disco de embrague contra el volante de inercia. El movimiento en dirección axial viene controlado por un elemento elástico, en este caso el diafragma. Cuando el pedal de embrague es accionado, el cojinete de embrague se desplaza presionando el diafragma y liberando el plato de presión, desembragando la transmisión.

La función de la carcasa es mantener todo el conjunto unido y protegerlo. Gira solidariamente con el motor arrastrando el resto de componentes del conjunto de presión.



**Figura 4.9:** Montaje de la carcasa unida al volante de inercia. *Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).*

En la **Figura 4.10** se muestra el diafragma que se encarga de presionar el palto de presión contra el disco de embrague. Cuando se presiona mediante el cojinete de embrague pivota y libera el disco de embrague.



**Figura 4.10:** Diagrama del diafragma. *Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).*

El disco o plato de presión, es el elemento que recibe la carga del diafragma y hace de unión entre el disco de embrague y el conjunto de presión. Gira solidariamente con la carcasa, al igual que el diafragma, y se encuentra unido a ella mediante una serie de tirantes que permiten el movimiento en dirección axial, acercándose o alejándose de los forros de fricción.

#### 4.2.2.2. Disco de embrague

El segundo conjunto que forma parte del embrague es el formado los discos de embrague y los forros de fricción. En este conjunto se distinguen dos partes, la parte

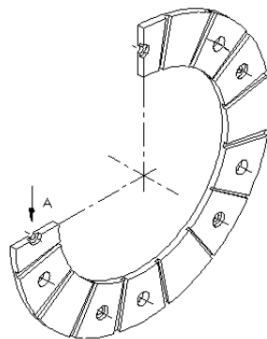
conductora y la parte conducida. La parte conductora o de conducción está formada por el disco conductor y los forros de fricción.

Los forros de fricción, como el que se muestra en la **Figura 4.11**, se encuentran unidos mediante remaches al disco conductor, son elementos con forma de corona circular, que se colocan a ambos lados del disco de conducción y friccionan por un lado con el plato de presión, y por otro con el volante de inercia. El material del cual estén hechos los forros de fricción influirá sustancialmente en las prestaciones del embrague, como la capacidad para transmitir el par deseado, y el posterior mantenimiento del sistema.

Estos materiales deben tener una resistencia elevada al desgaste, a esfuerzos tangenciales provocados por la fricción y a elevadas presiones, provocadas por la compresión del plato de presión.

Además, es necesario que tengan un coeficiente de fricción lo suficientemente elevado, para poder transmitir el par del motor, y dicho coeficiente de fricción, debe ser constante en un rango de temperaturas bastante amplio, abarcado todas las posibles condiciones de funcionamiento del embrague.

A su vez, el material de los forros de fricción debe ser capaz de disipar correctamente el calor generado por la fricción para evitar desgaste, por lo tanto, es necesario que tengan una conductividad térmica elevada.



**Figura 4.11:** Forro de fricción. *Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).*

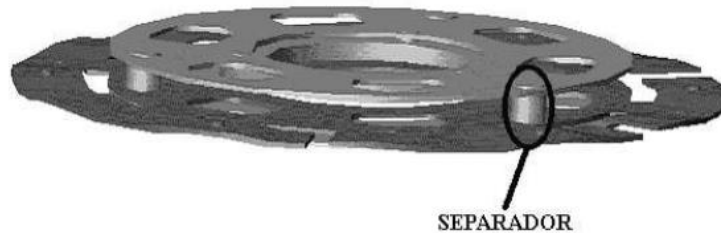
En la actualidad, los dos tipos de materiales más empleados en la fabricación de forros de fricción son los materiales poliméricos con base orgánica y los materiales cerámicos.

Los materiales poliméricos son los más empleados en vehículos que no sean de competición, presentan un coeficiente de fricción  $\mu$  en torno a 0,3; y el proceso de embragado se realiza de forma suave y progresiva.

Los materiales cerámicos se están empleando cada vez más en vehículos de calle de altas prestaciones, deportivos y por supuesto, en vehículos de competición. Presentan un mayor coeficiente de fricción  $\mu$ , en torno a 0,4; pueden soportar temperaturas de

trabajo mucho mayores que los materiales poliméricos, sin embargo, el proceso de embragado se realiza más bruscamente.

Los forros de fricción están sujetos al disco de conducción mediante remaches, y a su vez, las tapas están sujetas al disco de conducción, como se puede observar en la **Figura 4.12**. La función de las tapas es permitir el ensamblaje de toda la parte conductora y también la de proporcionar el alojamiento para los muelles que transmiten el giro entre el conjunto de conducción y el conducido.

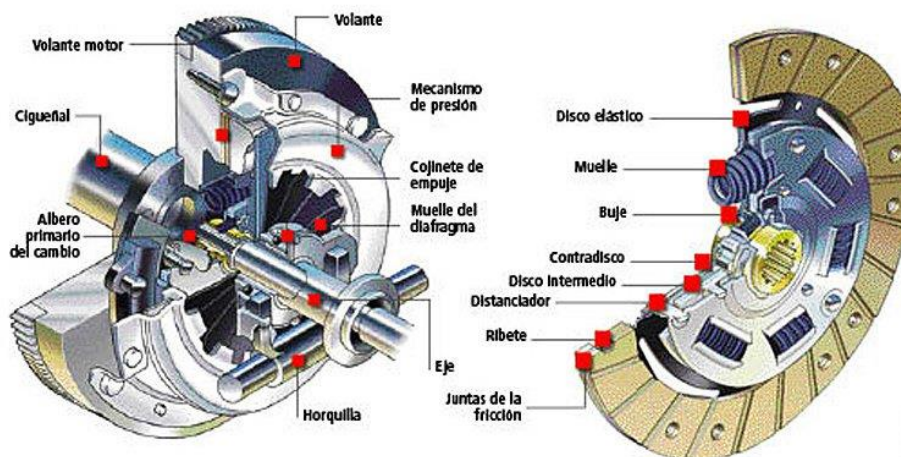


**Figura 4.12:** Montaje del disco conductor y una tapa. Ambos separados por un separador. *Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).*

El último conjunto del embrague es el formado por el disco conducido y los resortes. El disco conducido está formado por el ala y el cubo, elementos unidos rígidamente. Los resortes son los encargados de transmitir el giro desde el disco conductor. El cubo se une al eje primario de modo que el giro se transmita al resto de la transmisión. En la **Figura 4.13** se muestran todos los componentes montados.

#### 4.2.2.3. Cojinete de embrague

El cojinete de embrague es accionado por el pedal, y se encarga de transmitir la carga al conjunto de presión para desembragar. Consta de dos partes, la primera desliza sobre el eje primario, pero gira solidariamente con él. La segunda, es un rodamiento, que gira solidariamente con el conjunto de presión, a la misma velocidad que el motor, de modo que hay un movimiento relativo entre las dos partes.



**Figura 4.13:** A la izquierda: conjunto completo del embrague. A la derecha, conjunto del disco de embrague. Fuente: <http://www.auto10.com>

### 4.3. Caja de cambios

La caja de cambios es un conjunto de elementos mecánicos que, mediante un tren de engranajes, consigue transformar la velocidad de giro y el par que desarrolla el motor, de modo que el vehículo pueda circular en diferentes condiciones, como pendientes, rampas o carretera llana.

Mediante el tren de engranajes, se consigue multiplicar o desmultiplicar el par motor y revoluciones, manteniendo la potencia del mismo constante. Con este efecto, se consigue que el esfuerzo para circular no absorba toda la potencia del motor, y el vehículo pueda continuar la marcha.

Los diferentes tipos de cajas de cambios se pueden agrupar en: manuales, automáticas y manuales pilotadas.

#### 4.3.1. Caja de cambios manual

Pueden ser de toma constante (con tres ejes) o de toma directa (dos ejes) como se muestra en la **Figura 4.14** y **Figura 4.15**.

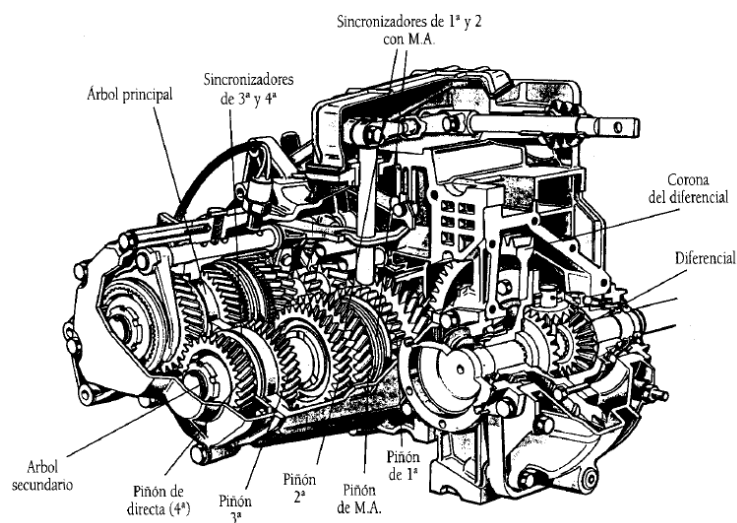
La caja de cambios de toma directa presenta un diseño elemental. Presentan dos ejes, un eje primario, que recibe el giro del motor desde el embrague, y un eje secundario, el cual, recibe la fuerza mediante el par de engranajes seleccionado y lo transmite al resto de la transmisión. Al presentar únicamente dos ejes, presentan un diseño compacto. Se suelen utilizar en los vehículos de tracción delantera con motor transversal, alojando en el mismo conjunto de la caja de cambios el grupo diferencial.



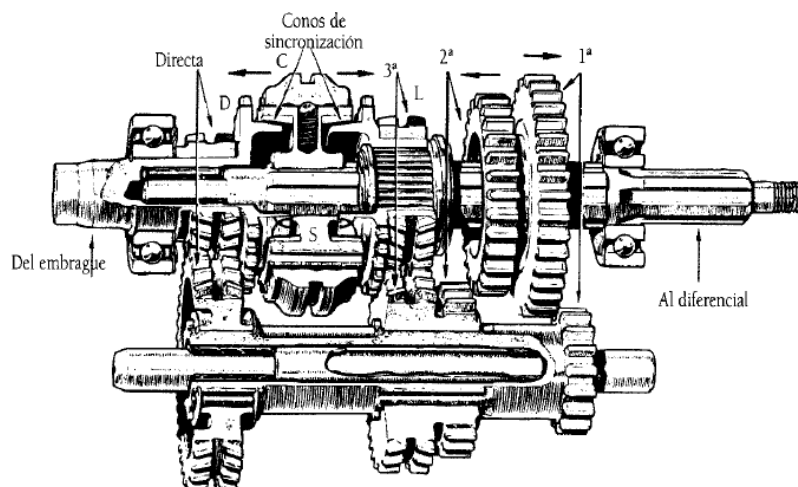
Las cajas de cambio de toma constante, o de tres ejes, presentan además de los ejes primario y secundario, un eje intermedio. Entre los ejes primario e intermedio siempre hay una pareja de ruedas engranadas, de modo que siempre se transmite fuerza al eje intermedio.

Los engranajes del eje secundario giran locos, de modo que, para seleccionar una marcha, entran en necesario el uso de los sincronizadores, accionados mediante la palanca de cambios. Una vez se ha engranado la marcha deseada, la fuerza se transmite desde el eje intermedio al secundario hacia el resto de la transmisión.

Debido a que su diseño presenta un eje más que en las cajas de cambios de toma directa, suelen usarse en vehículos de tracción trasera, colocadas longitudinalmente bajo la carrocería, y colocando el motor en posición longitudinal.



**Figura 4.14:** Esquema de una caja de cambios, y grupo diferencial, de cuatro velocidades con toma directa. Arias-Paz (2004), Manual del automóvil.



**Figura 4.15:** Esquema de una caja de cambios de toma constante con cuatro velocidades. Arias-Paz (2004), Manual del automóvil.

#### 4.3.2. Caja de cambios manual pilotada

Presentan igual construcción interna que una caja de cambios manual, sin embargo, el sistema de actuación, acciona automáticamente, y sin necesidad de que el conductor intervenga, el embrague y efectúa el cambio de marcha. Además, el conductor puede cambiar a su voluntad de relación de velocidad mediante actuadores como levas en el volante o una palanca de selección.

Por tener una construcción similar a una caja de cambios manual, su diseño es compacto y el consumo menor que en las cajas automáticas. Por esto, su uso es frecuente en vehículos donde el conductor desee un cambio automático.

Existen dos configuraciones para este tipo de cajas de cambios. La primera presenta un doble embrague, uno tiene embragada la marcha actual, y el segundo permanece desembragado hasta el momento óptimo para realizar el cambio (ver Figura 4.16). De este modo, se reduce el tiempo necesario para cambiar de marcha, haciendo que la transición se casi instantánea.

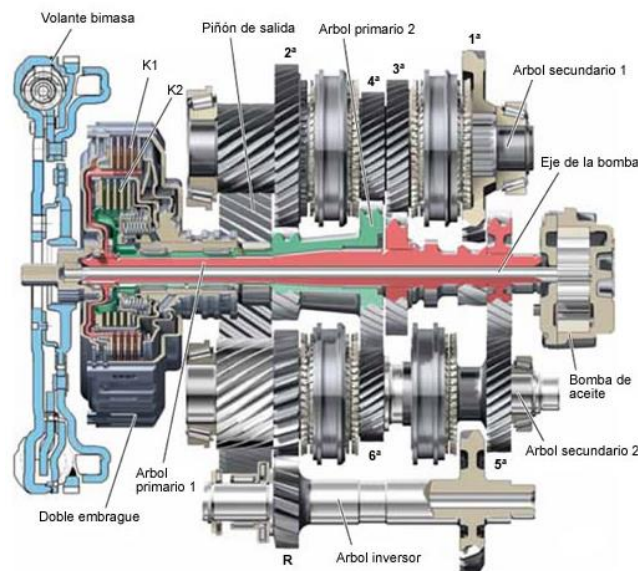


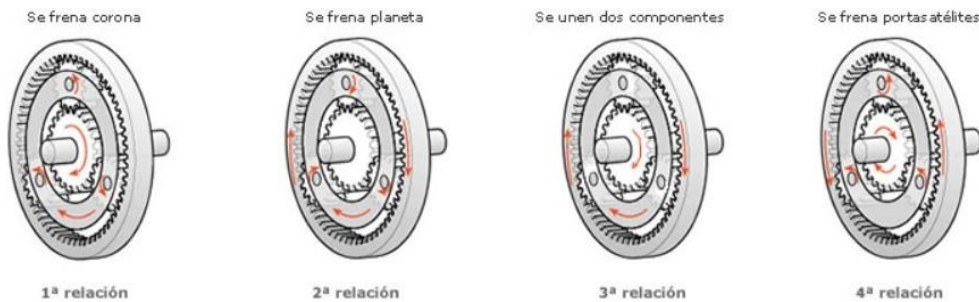
Figura 4.16: Esquema interno de una caja de cambios DSG, con doble embrague y doble eje secundario. Fuente: <http://www.ttforum.co.uk>

#### 4.3.3. Caja de cambios automática

El funcionamiento de las cajas de cambios automáticas se basa en el uso de engranajes planetarios, como el mostrado en la **Figura 4.17**. Este tipo de engranajes está formado por tres elementos: un engranaje central (planetario) sobre el que rotan varios engranajes externos (satélites) que a su vez están encerrados en un engranaje exterior (corona). En estas cajas de cambios, se instalan varios juegos de engranajes planetarios diferentes, logrando hasta diez relaciones de velocidades.

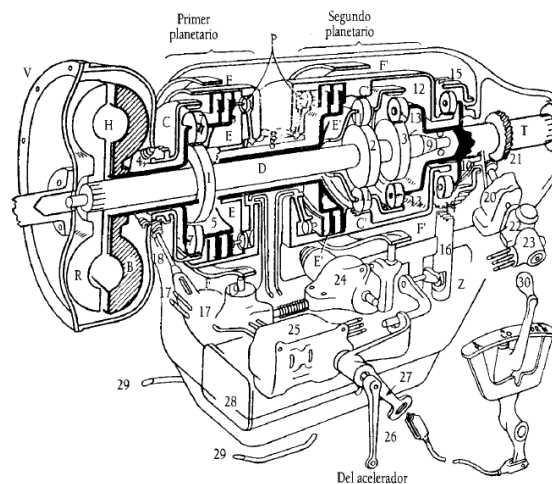


Para la primera relación (más corta) se frena la corona. El giro entra por los satélites y sale por el planeta. Para la segunda relación se frena el planeta, entrando el giro por el portasatélites y saliendo la fuerza por la corona. Para la relación más larga o “directa” no se produce una multiplicación o desmultiplicación, sino que el giro pasa directamente por el portasatélites. Si lo que se quiere es la marcha atrás, se frena el portasatélites, la fuerza entra por la corona y sale por el engranaje central.



**Figura 4.17:** Funcionamiento de un engranaje planetario o epicicloidal. Fuente: [www.seas.es](http://www.seas.es)

La principal desventaja de una caja de cambios automática frente a una manual es su bajo rendimiento, en parte debido al convertidor de par, lo que se traduce en un aumento considerable del consumo de combustible. Además, presentan un elevado peso y tamaño. Sin embargo, debido al uso de planetarios, presentan una mayor comodidad a la hora de conducir, y los cambios de marcha se realizan de una forma suave, incluso a grandes velocidades.



**Figura 4.18:** Esquema de una caja de cambios automática con dos planetarios. Arias-Paz (2004), *Manual del automóvil*.

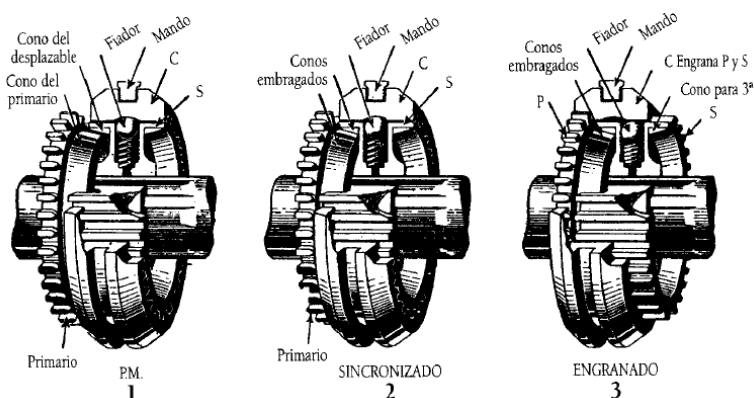
Para este proyecto se ha elegido una caja de cambios manual, ya que el vehículo presenta tracción delantera y queremos obtener el mayor rendimiento y vida útil posibles.

#### 4.3.4. Sincronizadores

El último elemento principal de la caja de cambios son los sincronizadores. La función de estos es igualar la velocidad de giro del piñón que se desee engranar con la velocidad de giro del eje secundario, evitando ruidos, choques y desgaste del material.

Están formados por cuatro partes: el cubo (parte central) con dentado exterior e interior, el desplazable (parte exterior) con dentado interior, una horquilla encargada de desplazar la parte exterior y el anillo sincronizador (ver **Figura 4.19**).

El cubo gira solidariamente con el eje secundario, ya que se encuentra dentada interiormente. El deslizante o corona gira solidariamente con el cubo, por lo tanto, también con el secundario. Cuando se selecciona una marcha, el deslizante se desplaza axialmente manteniendo el contacto con el cubo, pero a su vez entrando en contacto con el anillo sincronizador. De esta forma, durante un breve periodo de tiempo, el piñón de la marcha a engranar iguala su velocidad con la del eje secundario debido a la fuerza de fricción que ejerce el sincronizador. Así, se consigue transmitir el giro del eje intermediario, movido por el primario, hasta el secundario.



**Figura 4.19:** Esquema del conjunto de un sincronizador. 1: Punto Muerto; 2: Proceso de sincronizado; 3: Totalmente engranado. Arias-Paz (2004), Manual del automóvil.

#### 4.4. Diferencial

El grupo diferencial es el encargado de permitir velocidades de giro diferentes para cada rueda motriz. Esto es imprescindible para circular en curva sin que una de las dos ruedas patine.

Si el piñón de ataque de la transmisión (que transmite el giro desde la caja de cambios) hace girar una corona fija a un eje en cuyos extremos están situadas las ruedas motrices, ambas ruedas darán el mismo número de vueltas. Pero cuando el vehículo circula en curva, la rueda interior recorre una menor distancia que la exterior, de modo

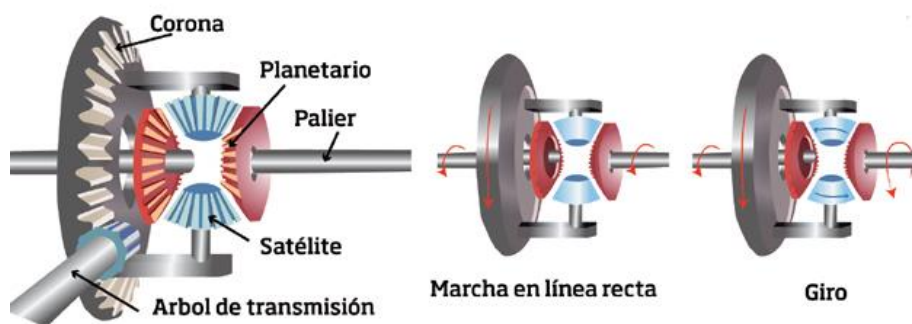
que, si la curva se recorre en el mismo tiempo por las dos ruedas, una de ellas, forzosamente será arrastrada por la otra patinando y provocando un derrape del vehículo. Usando el diferencial, se evita que ocurra esto, ya que permite que una rueda de un número de vueltas diferente, ajustando automáticamente el número de vueltas que da la segunda.

#### 4.4.1. Diferencial convencional

Este tipo de diferencial funcionan gracias a una serie de engranajes cónicos. En primer lugar, la corona, montada en la carcasa, gira debido al movimiento transmitido por el piñón de ataque. En la carcasa están montados dos engranajes satélites, ambos engranados con otros dos piñones, o planetarios, que transmiten el giro a cada rueda. El montaje se muestra en la **Figura 4.20**.

Cuando el vehículo circula en curva y las ruedas recorren distancias diferentes, los satélites rotan respecto a su eje, permitiendo que la velocidad de giro de los planetarios seas diferente. En cambio, si el vehículo circula en línea recta, no existe dicha rotación de los satélites, de esta forma, los planetarios girarán con la misma velocidad.

El diferencial convencional reparte el par entre las dos ruedas, siempre que ambas tengan adherencia para transmitirlo. Sin embargo, cuando una rueda motriz pierde adherencia y patina, tiende a embalsarse y absorber todo el par, haciendo que la otra rueda no gire por falta de fuerza. Este hecho hace que el vehículo pierda totalmente la capacidad de tracción.



**Figura 4.20:** Funcionamiento de un diferencial convencional. Fuente: [www.todomecanica.com](http://www.todomecanica.com)

#### 4.4.2. Diferencial autoblocante

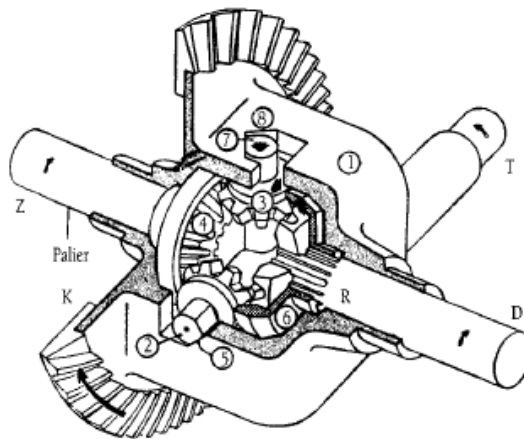
Estos tipos de diferenciales permiten las diferencias de giro entre las dos ruedas motrices cuando la dirección del vehículo está totalmente virada. Sin embargo, imponen una gran resistencia, llegando a impedir, una velocidad de giro excesiva de una rueda

respecto de la otra, evitando así que el vehículo pierda la tracción y una rueda gire loca con falta de adherencia.

Aunque presentan esta ventaja respecto a un diferencial convencional, actualmente los sistemas de gestión de estabilidad electrónicos (ABS y ESP) son capaces de gestionar el reparto de potencia entre las ruedas motrices y frenando la rueda que pierde adherencia evitando que gire loca.

#### 4.4.2.1. Diferenciales autoblocantes mecánicos

Los diferenciales autoblocantes mecánicos, como el de la **Figura 4.21**, son diferenciales convencionales cuyos satélites tienen limitado el giro relativo, de modo que haya un valor máximo de diferencia de giro entre una rueda y otra. Suelen ser montados en vehículos de tracción trasera y gran potencia, susceptibles de patinaje en aceleración. Consiguen transmitir el par a la segunda rueda, aunque una de ellas pierda adherencia evitando un sobre viraje.



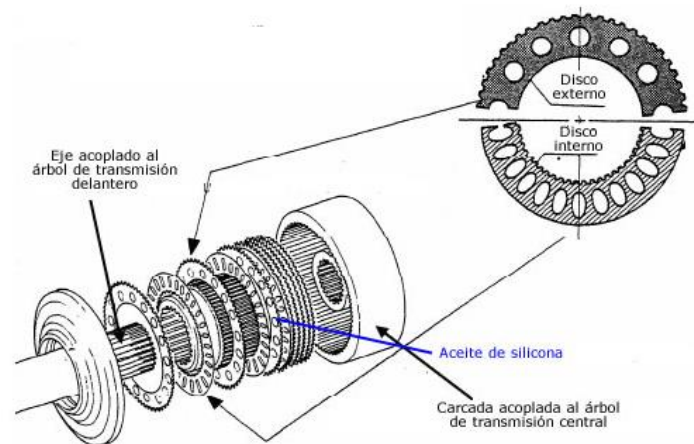
**Figura 4.21:** Esquema de un diferencial autoblocante mecánico. Nótese en 8 la holgura limitada con forma de cuña que tiene el satélite para permitir el giro relativo. Arias-Paz (2004), *Manual del automóvil*.

#### 4.4.2.2. Diferencial autoblocante viscoso

Por otro lado, en los diferenciales autoblocantes viscosos (ver **Figura 4.22**), o diferenciales Ferguson, los ejes de cada rueda no se encuentran unidos físicamente por engranajes. Entre ellos, se encuentra un fluido de gran viscosidad. Este fluido recubre una serie de discos intercalados, conectados físicamente a los palieres.

Cuando los ejes giran a la misma velocidad o existe una pequeña diferencia de velocidades, los discos actúan como si fueran independientes. Sin embargo, cuando una rueda se acelera por falta de adherencia respecto de la otra, los discos conectados a su palier arrastran a los discos conectados al palier de la segunda rueda, transmitiendo el par y consiguiendo que el giro se siga transmitiendo a la segunda rueda.

El inconveniente inmediato del uso de estos diferenciales es la variación de la viscosidad de un fluido con la temperatura. Mientras que la temperatura sea lo suficientemente baja, la viscosidad será suficiente para transmitir el par, sin embargo, con el aumento de la temperatura del fluido, la viscosidad disminuye, perdiendo así la capacidad de arrastre de los discos.



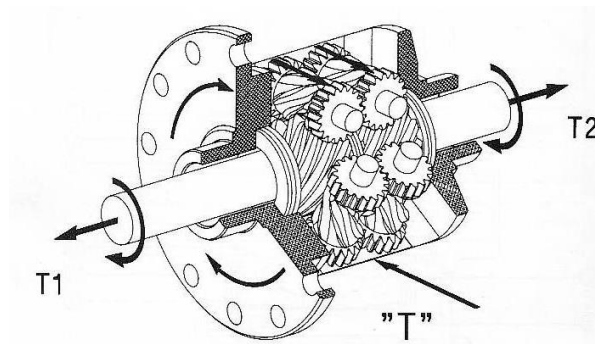
**Figura 4.22:** Despiece de un diferencial viscoso. Fuente: [www.aficionadosalamecanica.net](http://www.aficionadosalamecanica.net)

#### 4.4.2.3. Diferencial tipo TORSEN

El diferencial tipo TORSEN (**Figura 4.23**), acrónimo de *Torque Sensitive*, presentan ciertas ventajas respecto a los sistemas diferenciales ya mencionados. Con este sistema se consigue un reparto de par de modo que la rueda que mejor pueda transmitirlo sea la que lo reciba. Por esto no se considera exactamente un diferencial autoblocante, ya que en ningún momento se impide el giro de una rueda. Como consecuencia de esto, se maximiza el par transmitido a la calzada ya que ambas ruedas reciben cierta cantidad, la máxima que sean capaces de transmitir.

En un diferencial TORSEN, no hay engranajes cónicos que actúen como satélites o planetarios. En su lugar, se usan engranajes helicoidales y tornillos sin fin. Los satélites se sustituyen por pares de engranajes helicoidales, actuando como tornillos sin fin, que engranan mediante dientes rectos en sus extremos. Estas parejas de satélites se frenan y aceleran entre sí cuando el vehículo circula en curva, de modo que cuando se pierde adherencia en una rueda, ésta no puede acelerarse porque el otro tornillo se lo impide.

Mediante diferentes ángulos de hélice de los engranajes helicoidales se consigue regular el par transmitido como máximo a una rueda.



**Figura 4.23:** Esquema de un diferencial TORSEN. Fuente: [www.aficionadosalamecanica.net](http://www.aficionadosalamecanica.net)

---

## 5. Desarrollo del Proyecto

---

### 5.1. Configuración de la transmisión.

Tras haber explicado las diferentes disposiciones de transmisión y motor a lo largo del apartado 3.1, se ha seleccionado una transmisión trasera con motor delantero en posición longitudinal.

Esta configuración es la más adecuada para el tipo de vehículo que se está estudiando, al no ser un vehículo muy largo y tener una potencia considerable. El motor y la caja de cambios colocados sobre el eje delantero proporcionan el peso necesario para conseguir una buena estabilidad y control direccional en curva, a la vez que no comprometen la aceleración del vehículo.

### 5.2. Fuerzas resistentes

Para poder cumplir con las prestaciones del vehículo, es necesario determinar las fuerzas resistentes que se oponen al avance del mismo. Se diferencian cuatro fuerzas principales: resistencia a la rodadura ( $F_R$ ), resistencia aerodinámica ( $F_A$ ), resistencia a la pendiente ( $F_P$ ) y resistencia a la inercia del vehículo ( $F_i$ ).

#### 5.2.1. Resistencia a la rodadura

Es una fuerza que se debe a la rodadura de un neumático sobre la calzada. Como el neumático se deforma bajo la carga del vehículo, hay una sección de neumático que está en contacto con la calzada.

$$F_R = f_R \cdot P \quad [N] \quad (1)$$

Donde:

$f_R$ : Coeficiente de rodadura. Factor que depende de la velocidad del vehículo, carga aplicada sobre la rueda y material del neumático. Se asumirá un valor aproximado de 0,05, según [3].

$P$ : Es la carga del vehículo. Incluye el peso propio del vehículo y la carga admisible

De esta forma, sustituyendo en la ecuación (1) se obtiene:

$$F_R = 0,03 \cdot (1280 + 500) \cdot 9,81 = 872,2 \text{ N}$$

### 5.2.2. Resistencia aerodinámica

Es la fuerza resistente que se opone al movimiento de un cuerpo en un fluido, en este caso, el aire. Su valor depende de la forma del objeto (se tiene en cuenta con el factor de resistencia aerodinámica), el estado del fluido (densidad y presión) y velocidad a la que se mueve dicho objeto. Su expresión corresponde con la ecuación (2):

$$F_A = V^2 \cdot K \cdot S \quad [\text{N}] \quad (2)$$

Donde:

$V$  es la velocidad del vehículo. Para el estudio de esta fuerza se usará el valor de la velocidad máxima.

$K$  es una constante que depende del estado del aire y la aerodinámica del vehículo:

$$K = \frac{C}{2} \cdot \delta$$

$\delta = 1,20 \text{ (kg/m}^3\text{)}$ . Peso específico del aire en condiciones normales.

$C$  = constante que depende del tipo de vehículo estudiado. Para turismos su valor se encuentra entre 0,25 y 0,7. En nuestro caso, el valor del coeficiente aerodinámico es de 0,66 (proporcionado por el fabricante).

$S$  es un valor de superficie que depende de la forma de la sección frontal del vehículo. Su valor aproximado se puede obtener mediante la siguiente expresión:

$$S = 0,8 \cdot \text{ancho} \cdot \text{alto} \quad [\text{m}^2]$$

En el caso de nuestro vehículo:

$$V_{MAX} = 250 \frac{\text{km}}{\text{h}} = 69,44 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$S = 0,8 \cdot 1,804 \cdot 1,446$$

$$K = 1,20 \cdot \frac{0,66}{2}$$

Obteniendo el siguiente valor de la resistencia aerodinámica a partir de (2):

$$F_A = 69,44^2 \cdot 0,8 \cdot 1,804 \cdot 1,446 \cdot 1,20 \cdot \frac{0,66}{2} = 3984,82 \text{ N}$$



### 5.2.3. Resistencia a pendiente

Es la fuerza resistente que se opone a un vehículo cuando este circula por una pendiente. La componente longitudinal del peso es la fuerza que origina esta resistencia. Depende de la pendiente máxima que se quiera superar con el vehículo, valor que viene fijado por el fabricante o por el cliente (usualmente entre 40 % y 60%).

$$F_p = P \cdot \text{sen}(\theta) \quad (3)$$

Donde:

$P$  es el peso del vehículo más la carga en ese momento.

$\theta$  es el valor del ángulo de la pendiente. Para una pendiente del 50% el valor del ángulo es:

$$\theta = \arctan\left(\frac{50}{100}\right) = 26,57^\circ$$

Sustituyendo en (3):

$$F_p = (1280 + 500) \cdot 9,81 \cdot \text{sen}(26,57^\circ) = 7809,15 \text{ N}$$

### 5.2.4. Resistencia por inercia

Es la fuerza que se origina cuando hay una variación de velocidad en el vehículo y es directamente proporcional a la masa del mismo. Siempre que cambie la aceleración, tanto para aceleraciones como deceleraciones aparecerá esta resistencia.

$$F_i = m \cdot a \quad (4)$$

Donde:

$m$  es la masa del vehículo y la carga en ese momento.

$a$  es el valor de la aceleración. Para el cálculo de esta fuerza se tomará como referencia el tiempo que tarda en alcanzar el vehículo, parado, una velocidad de 100 km/h. Valor de 6 segundos.

$$a = \frac{v_2 - v_1}{t}$$

$$F_i = \frac{(1280 + 500) \text{ kgf}}{9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}} \cdot \frac{\left(100 \cdot \frac{1000}{3600} - 0\right) \frac{\text{m}}{\text{s}}}{6 \text{ s}} = 839,95 \text{ N}$$

### 5.3. Cálculo del embrague

Como ya se ha explicado en el apartado 3.2, el embrague será el elemento que transmita o no el giro entre dos ejes. Cuando la transmisión se encuentre embragada, el giro se transmite desde el motor a la transmisión, sin embargo, cuando se encuentre desembragada, no se transmite giro. Tras un breve periodo de deslizamiento desde que se comienza a embragar, ambos ejes quedarán unidos transmitiéndose todo el giro.

Para el dimensionado del disco del embrague será necesario aplicar los correspondientes coeficientes de seguridad. Tal y como se indica en [3].

En primer lugar, el embrague deberá poder transmitir el par máximo del motor teniendo en cuenta un coeficiente de seguridad, que para vehículos de tipo turismo varía entre 1,2 y 1,5. En nuestro caso se ha elegido un coeficiente de seguridad de 1,3 y de esta forma, el par de diseño se calcula de acuerdo con la ecuación (5).

$$M_D = n \cdot M_{MAX.MOTOR} = 1,3 \cdot 330 \text{ N} \cdot \text{m} = 429 \text{ Nm} \quad (5)$$

En segundo lugar, el diámetro del embrague se encuentra limitado por la inercia mínima y máxima que debe tener el conjunto para poder efectuar los cambios de marcha correctamente. Para turismos y vehículos industriales, el diámetro máximo no debería superara los 400 mm y no ser menor de 120 mm.

En tercer lugar, para evitar un desgaste prematuro del embrague debido a efectos de temperatura elevada, y para conseguir que haya cierta progresividad durante el proceso de embrague, las presiones que aparecen en el disco de embrague deberán mantenerse por debajo de 2,5 kg/cm<sup>2</sup> para turismos.

Además de las consideraciones anteriores, se supondrá válida la hipótesis de presión uniforme para un embrague nuevo, así, se puede obtener el valor del diámetro exterior del disco de embrague para transmitir el par de diseño.

Sobre un elemento diferencial del disco de embrague  $dS$ , aparece una fuerza tangencial tal y como se muestra en la **Figura 5.1**.

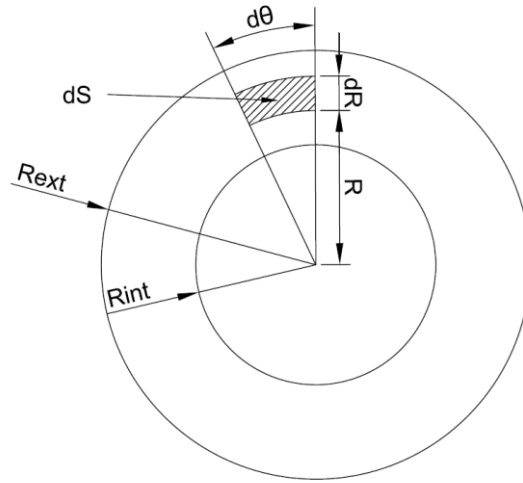
$$dF_t = \mu \cdot P \cdot dS \quad (6)$$

$$dS = R \cdot dR \cdot d\theta \quad (7)$$

Donde:

$\mu$  es el coeficiente de fricción correspondiente al material del cual está fabricado el forro.

$P$ : es la presión que se ejerce en el disco de embrague.



**Figura 5.1:** Geometría del disco de embrague. Elaboración propia.

Sustituyendo (7) en (6) se obtiene la siguiente expresión para el diferencial de fuerza tangencial:

$$dF_t = \mu \cdot P \cdot R \cdot dR \cdot d\theta \quad (8)$$

Si se integra (8) para el radio exterior e interior se obtiene la fuerza tangencial total que aparece en el forro de fricción:

$$F_t = \int_0^{2\pi} \int_{R_{int}}^{R_{ext}} \mu \cdot P \cdot R \cdot dR \cdot d\theta = \mu \cdot P \cdot \pi \cdot (R_{ext}^2 - R_{int}^2) \quad (9)$$

A continuación, se puede calcular el par transmitido por una cara del embrague, teniendo en cuenta que:

$$dM_{CARA} = R \cdot dF_t$$

Sustituyendo la expresión del diferencial de fuerza tangencial:

$$dM_{CARA} = R^2 \cdot P \cdot \mu \cdot dR \cdot d\theta \quad (10)$$

Si se integra (10) entre el radio exterior e interior para todo el disco de embrague se obtiene la expresión para el par transmitido por una cara.

$$M_{CARA} = \int_0^{2\pi} \int_{R_{int}}^{R_{ext}} R^2 \cdot P \cdot \mu \cdot dR \cdot d\theta = \mu \cdot P \cdot 2\pi \cdot \frac{(R_{ext}^3 - R_{int}^3)}{3} \quad (11)$$

Multiplicando la expresión por dos se obtiene el par transmitido por las dos caras del embrague:

$$M_{EMBRAGUE} = \mu \cdot P \cdot 4\pi \cdot \frac{(R_{ext}^3 - R_{int}^3)}{3} \quad (12)$$

Por último, despejando el valor del radio exterior:

$$R_{ext} = \sqrt[3]{\frac{M_{EMBRAGUE}}{\mu \cdot P \cdot 4\pi} + R_{int}^3}$$

$$D_{ext} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{M_{EMBRAGUE}}{\mu \cdot P \cdot 4\pi} + R_{int}^3}$$

Siguiendo las consideraciones mencionadas al comienzo del apartado, la presión máxima se mantendrá por debajo de 2,5 kg/cm<sup>2</sup> eligiendo un valor de 2,3 kg/cm<sup>2</sup>. El coeficiente de fricción para el material empleado es 0,4. Además, el valor del radio interior se asumirá un 70% del valor del radio exterior. De esta forma, queda la expresión final para el diámetro exterior.

$$D_{ext} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{n \cdot M_{MAX.MOTOR}}{0,3 \cdot \mu \cdot P \cdot 4\pi}} = 2 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,3 \cdot 330 \cdot \frac{100}{9,8} \text{ kg/cm}}{0,3 \cdot 0,4 \cdot 2,3 \text{ kg/cm}^2 \cdot 4\pi}} = 21,61 \text{ cm}$$

$$D_{int} = 0,7 \cdot D_{ext} = 0,7 \cdot 21,61 = 15,13 \text{ cm}$$

A continuación, se calcula el valor de la fuerza de accionamiento del embrague, el par que es capaz de transmitir y la presión aplicando la hipótesis de desgaste uniforme. Aplicando esta hipótesis, la presión máxima que aparece en el disco se obtiene en el radio interior. De esta forma, la presión en cualquier otro punto del embrague debe cumplir con la ecuación (13).

$$P_{max} \cdot R_{int} = P \cdot R \quad (13)$$

Siguiendo el mismo método que en el caso de presión uniforme se calcula la fuerza de rozamiento en todo el disco de embrague:

$$F_t = \int_0^{2\pi} \int_{R_{int}}^{R_{ext}} \mu \cdot P_{max} \cdot R_{int} \cdot dR \cdot d\theta = \mu \cdot P \cdot 2\pi \cdot (R_{ext} - R_{int}) \quad (14)$$

El par transmitido por el disco será:

$$M_{CARA} = \int_0^{2\pi} \int_{R_{int}}^{R_{ext}} R^2 \cdot P \cdot \mu \cdot dR \cdot d\theta = \mu \cdot P_{max} \cdot \pi \cdot R_{int} \cdot (R_{ext}^2 - R_{int}^2) \quad (15)$$

El par transmitido por las dos caras es:

$$M_{EMBRAGUE} = 2 \mu \cdot P_{max} \cdot \pi \cdot R_{int} \cdot (R_{ext}^2 - R_{int}^2) \quad (16)$$

$$\begin{aligned} M_{EMBRAGUE} &= 2 \cdot 0,4 \cdot 2,3 \frac{kg}{cm^2} \cdot \pi \cdot 15,13 \text{ cm} \cdot (10,81^2 \text{ cm}^2 - 7,57^2 \text{ cm}^2) = \\ &= 5208,31 \text{ kg} \cdot \text{cm} = 510,93 \text{ N} \cdot \text{m} \end{aligned}$$

El par máximo que es capaz de transmitir el embrague aplicando la hipótesis más conservativa es de 510,93 Nm. Como el par máximo que es capaz de dar el motor es de 330 Nm, el embrague será válido para nuestro vehículo, y por tanto el diseño del mismo es válido.

La fuerza necesaria para accionar el embrague se obtiene calculando la fuerza normal que hay que aplicar en la superficie del embrague para conseguir la presión considerada. En la **Tabla 2**, se muestran los resultados obtenidos del diseño del embrague.

El diferencial de fuerza normal es:

$$dF_n = P \cdot dS = P \cdot R \cdot dR \cdot d\theta \quad (17)$$

Integrando para todo el disco de embrague:

$$F_n = \int_0^{2\pi} \int_{R_{int}}^{R_{ext}} P \cdot R \cdot dR \cdot d\theta = P_{max} \cdot 2\pi \cdot R_{int} \cdot (R_{ext} - R_{int}) \quad (18)$$

$$F_n = 2,3 \frac{kg}{cm^2} \cdot 2\pi \cdot 7,57 \text{ cm} \cdot 9,8 \frac{N}{kg} (10,81 \text{ cm} - 7,57 \text{ cm}) = 3477,10 \text{ N}$$

**Tabla 2: Parámetros de diseño del embrague**

<b>Coefficiente de rozamiento</b>	<b>0,4</b>
<b>Diámetro exterior [mm]</b>	<b>216,1</b>
<b>Diámetro interior [mm]</b>	<b>151,3</b>
<b>Presión máxima [kg/cm²]</b>	<b>2,3</b>
<b>Fuerza normal [N]</b>	<b>3477,1</b>
<b>Par transmitido [N·m]</b>	<b>510,9</b>

Una vez obtenidos todos los parámetros característicos del conjunto del embrague, que aseguran una correcta transmisión del par proporcionado por el motor, se selecciona un embrague comercial que cumpla con los requisitos. En este caso, se ha utilizado el catálogo de la empresa *National Auto Parts* [7].

Make & Model	Eng. cc	Date	Kit Ref	Pcs	Dimensions			Notes & CSC Info
					Cover	Plate	Teeth	(CSCs sold separately)
<b>Note:</b> Unless otherwise stated all clutch products are suitable for standard <b>Manual</b> transmission without stop/start function.								
<b>PEUGEOT</b>								
<b>307</b>								
1.4	1360cc	01 ->	CK 9773	3	180	180	18	
1.4 16v	1360cc	04 ->	CK 9788	3	200	200	18	
1.4 HDi	1398cc	4/01-12/01	CK 9795	3	200	200	18	
1.4 HDi	1398cc	1/02 ->	CK 9549	3	230	228	18	
1.6 16v	1587cc	01-06	CK 9788	3	200	200	18	
1.6 HDi (90hp DV6ATED4 engine)	1560cc	04-08	CK10205	3	235	235	18	For single mass flywheel
1.6 HDi (90hp DV6TED4 engine)	1560cc	04-08	CK 9988	3	228	228	18	For LUK Dual-Mass flywheel
1.6 HDi (110hp)(Original Flywheel)	1560cc	04-10/04	CK 9843	3	225	225	18	For Valeo dual mass flywheel
1.6 HDi (110hp)(Original & Aftermarket Flywheel)	1560cc	10/04-12/07	CK 9988	3	228	228	18	For LUK Dual-Mass flywheel
NOTE: Suppliers may use the later flywheel as an aftermarket replacement for models ->10/04.								
2.0 16v	1997cc	01-12/06	CK 9660	3	230	228	18	
2.0 HDi (90hp)	1997cc	01 ->	CK 9549	3	230	228	18	For single mass flywheel
2.0 HDi (110hp)(For Valeo Flywheel)	1997cc	01-5/06	CK 9843	3	225	225	18	For dual mass flywheel
2.0 HDi (110hp)(For Sachs Flywheel)	1997cc	6/06 ->	-		228	228		For dual mass flywheel
2.0 HDi (135hp)	1997cc	04-9/06	CK 9987	3	240	235	21	
2.0 HDi (135hp)	1997cc	10/06 ->	CK10037	3	240	240	21	
NOTE: Use CK 9987 for 13mm deep flywheel, CK10037 for 15mm deep flywheel								
<b>308</b>								
1.6 HDi (90hp DV6ATED4 engine)	1560cc	07-11/09	CK10205	3	235	235	18	For single mass flywheel
1.6 HDi (90hp DV6TED4 engine)	1560cc	07-11/09	CK 9988	3	228	228	18	For Dual-Mass Flywheel
1.6 HDi (9HP 92hp engine)		12/09 ->	CK10087	3	230	230	18	For single mass flywheel
1.6 HDi (9HZ 110hp engine)(Manual 5-Speed Only)	1560cc	07 ->	CK 9988	3	228	228	18	For Dual-Mass Flywheel
1.6 HDi (9HZ 110hp engine)(Manual 6-Speed Only)	1560cc	07 ->	CK10200	3	228	228	18	For dual mass flywheel
2.0 HDi (135/140hp)	1997cc	07 ->	CK10037	3	240	240	21	

**Figura 5.2:** Catálogo de embragues. Fuente: *National Auto Parts. Clutch Catalogue.*

De esta forma, se puede comprobar que el conjunto de embrague adecuado para el vehículo tratado en este proyecto es el modelo CK 10037, siendo además un embrague específico para el modelo Peugeot 308 2.0

## 5.4. Caja de cambios: relaciones de velocidad.

El conjunto de la caja de cambios permite transformar el par entregado por el motor. Generalmente interesa multiplicarlo, de modo que el vehículo sea capaz de vencer las fuerzas resistentes durante la conducción.

Mediante cada marcha que se seleccione cambia la relación de velocidad. Cuando se selecciona una relación pequeña se consigue un par final mayor que el del motor, pudiendo vencer resistencias mayores, sin embargo, la velocidad máxima que será capaz

de alcanzar el vehículo será pequeña. Si la relación de velocidad seleccionada es la más grande, la capacidad para vencer resistencias será la menor, pero se podrá alcanzar la velocidad máxima.

#### 5.4.1. Relación del grupo diferencial

La relación de transmisión del grupo diferencial es fija, independiente de la marcha seleccionada y actuará modificando la velocidad de giro que se obtiene en la salida de la caja de cambios, antes de transmitir el par a las ruedas motrices.

$$i_{dif} = \frac{n_{motor.máx.potencia}}{i_6 \cdot n_{rueda}} = \frac{n_{motor.máx.potencia}}{i_6 \cdot \frac{V_{max} \cdot 60}{D_{rueda} \cdot \pi}} \quad (19)$$

Donde:

$i_{dif}$  : Relación del grupo diferencial

$i_6$ : Relación de transmisión de la marcha más larga. En nuestro caso, la sexta velocidad. Tiene un valor igual a 1 ya que será la relación directa.

$n_{motor.máx.potencia}$  : Revoluciones por minuto del motor en régimen de máxima potencia.

$n_{rueda}$ : Revoluciones por minuto de las ruedas en condiciones de máxima potencia.

$V_{max}$ : Velocidad máxima que alcanza el vehículo. Ésta se consigue con el motor en régimen de potencia máxima. 250 km/h para el vehículo estudiado.

$D_{rueda}$ : Diámetro efectivo de los neumáticos.

Como se especifica en la **Tabla 1**, el vehículo cuenta con neumáticos 225/40 R18. Por lo tanto, se obtienen directamente los siguientes datos:

**Tabla 3:** Dimensiones del neumático

<b>Diámetro de la llanta</b>	18 pulgadas
<b>Anchura del neumático</b>	225 mm
<b>Altura del perfil del neumático (40% del ancho)</b>	90 mm

Se calcula el diámetro nominal de la rueda:

$$D_{nominal} = D_{llanta} + 2 \cdot Perfil \quad (20)$$

$$D_{nominal} = 18 \text{ pulg} \cdot \frac{25,4 \text{ mm}}{1 \text{ pulg}} + 2 \cdot 90 = 637,2 \text{ mm}$$

A continuación, se calcula el diámetro efectivo del neumático, para ello será necesario tener en cuenta el índice de deslizamiento de la rueda,  $i$ . En neumáticos destinados a turismos los valores para dicho coeficiente se encuentran entre 0,03 y 0,05. Este deslizamiento se debe a la deformación que sufre el neumático cuando se encuentra rodando. El radio efectivo será aquel donde el neumático se encuentre comprimido, y será menor que el radio nominal. Como la rueda gira a una velocidad angular constante en todo el neumático, la velocidad en la zona comprimida será menor que en el resto de la rueda, y se produce un deslizamiento.

$$i = \frac{\omega \cdot R_{nomial} - \omega \cdot R_{efectivo}}{\omega \cdot R_{nomial}} = 1 - \frac{\omega \cdot R_{efectivo}}{\omega \cdot R_{nomial}} = 1 - \frac{R_{efectivo}}{R_{nomial}} \quad (21)$$

$$R_{efectivo} = (1 - i) \cdot R_{nomial} \quad (22)$$

Para un valor de 0,04 del índice de deslizamiento se obtiene el siguiente diámetro efectivo de la rueda.

$$D_{efectivo} = (1 - 0,04) \cdot 637,2 \text{ mm} = 611,71 \text{ mm} \quad (23)$$

La velocidad máxima que alcanza el vehículo es de 250 km/h, limitada electrónicamente:

$$V_{max} = 250 \frac{\text{km}}{\text{h}} \cdot \frac{1000 \text{ m}}{1 \text{ km}} \cdot \frac{1 \text{ h}}{3600 \text{ s}} = 69,44 \text{ m/s}$$

Ahora se puede calcular la relación del grupo diferencial mediante la ecuación (19):

$$i_{dif} = \frac{n_{motor.max.potencia}}{i_6 \cdot \frac{V_{max} \cdot 60}{D_{rueda} \cdot \pi}} = \frac{6000 \text{ rpm}}{1 \cdot \frac{69,44 \frac{\text{m}}{\text{s}} \cdot 60}{0,61171 \text{ m} \cdot \pi}} = 2,77$$



### 5.4.2. Relaciones de cada marcha

Para calcular las relaciones de la caja de cambios, se seguirá el método explicado en el libro [5]. Se asumirá que las relaciones de transmisión siguen una progresión geométrica, evitando dificultades a la hora de realizar el cambio. La progresión geométrica obedece a una constante K.

$$K = \frac{n_{max.motor}}{n_{min.estable}} = \frac{6000}{4500} = 1,33$$

Donde:

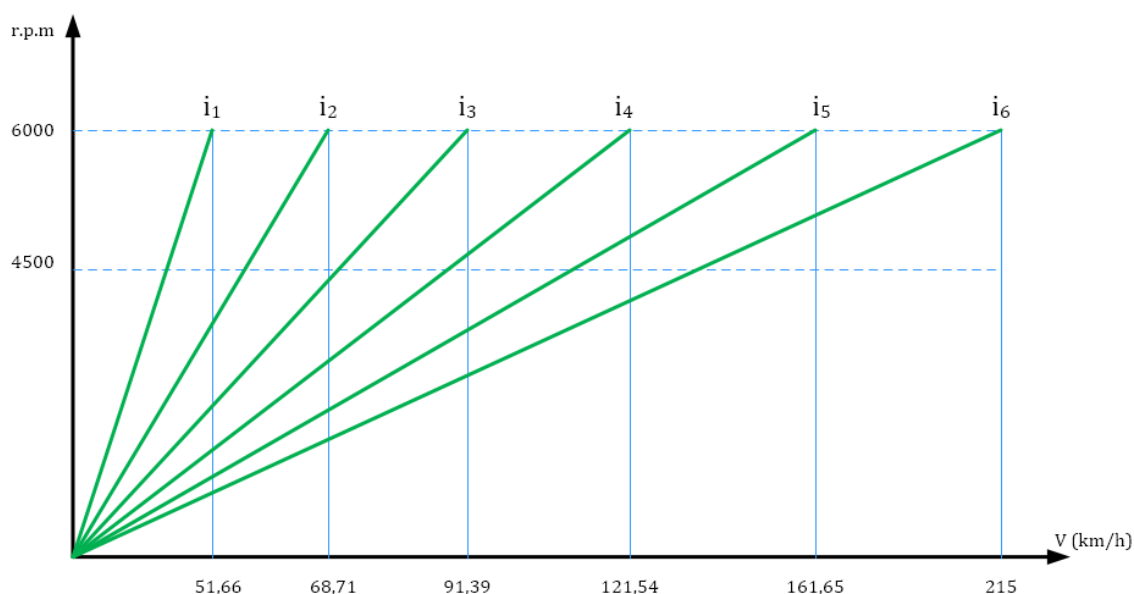
$n_{max.motor}$ : Son las revoluciones por minuto máximas que alcanza el motor.

$n_{min.estable}$ : Es el número mínimo de revoluciones por minuto para un régimen estable del motor. Se impondrá que el mínimo de vueltas que tiene que tener el motor corresponden a un valor entre el régimen de par máximo y potencia máxima.

Se tiene que:

$$\begin{aligned}\frac{V_{max}}{V_6} &= 1 \rightarrow V_6 = V_{max} = 215 \frac{km}{h} \\ \frac{V_6}{V_5} &= K \rightarrow V_5 = \frac{V_6}{K} = \frac{215}{1,33} = 161,65 \frac{km}{h} \\ \frac{V_5}{V_4} &= K \rightarrow V_4 = \frac{V_5}{K} = \frac{161,65}{1,33} = 121,54 \frac{km}{h} \\ \frac{V_4}{V_3} &= K \rightarrow V_3 = \frac{V_4}{K} = \frac{121,54}{1,33} = 91,39 \frac{km}{h} \\ \frac{V_3}{V_2} &= K \rightarrow V_2 = \frac{V_3}{K} = \frac{91,39}{1,33} = 68,71 \frac{km}{h} \\ \frac{V_2}{V_1} &= K \rightarrow V_1 = \frac{V_2}{K} = \frac{68,71}{1,33} = 51,66 \frac{km}{h}\end{aligned}$$

Las velocidades que se pueden obtener con cada marcha en función del régimen de giro del motor quedan de esta forma representadas en la **Figura 5.3**. En dicha figura queda representado el régimen de giro en el cual el motor es estable, quedando delimitado entre 4500 y 6000 rpm.



**Figura 5.3:** Diagrama de velocidades. Elaboración propia.

Una vez obtenidas las velocidades máximas que puede alcanzar el vehículo en cada marcha, se procede al cálculo de dichas relaciones. Para ello se divide la velocidad máxima del vehículo entre la velocidad máxima correspondiente a cada marcha mediante la expresión (24):

$$i_i = \frac{V_{max}}{V_i} = \frac{215}{V_i} \quad (24)$$

Para el caso particular de la marcha atrás se ha optado por una relación de transmisión similar a la obtenida en primera velocidad, ya que puede ocurrir que sea necesario vencer resistencias importantes durante su uso. Para ello tomaremos la velocidad máxima alcanzable de 60 km/h.

**Tabla 4:** Relaciones de transmisión

Marcha	Reducción de cada marcha	Relación
6 <sup>a</sup>	1	1:1
5 <sup>a</sup>	1,33	1:1,33
4 <sup>a</sup>	1,77	1:1,77
3 <sup>a</sup>	2,35	1:2,35
2 <sup>a</sup>	3,13	1:3,13
1 <sup>a</sup>	4,16	1:4,16
Marcha atrás	3,58	1:3,58

## 5.5. Comprobaciones de las relaciones de velocidad

En este apartado se comprobará que el vehículo sea capaz de superar las fuerzas calculadas en el apartado 5.2 cuando se esté usando la primera o sexta marcha. Es el método equivalente a comprobar si el vehículo dispone de potencia suficiente para arrancar en rampa máxima y para alcanzar la velocidad máxima fijada.

Para el caso de la primera marcha se calculará el par máximo que soportan aparece en las ruedas, y que es generado por la fuerza total resistente en condiciones de arranque en pendiente:

$$F_{TOTAL} = F_R + F_P + F_i \quad (25)$$

$$F_{TOTAL} = 8649,11 \text{ N}$$

Así, el par resistente que aparece en la rueda es:

$$M_R = \frac{F_{RUEDA} \cdot D_{rueda}}{2} \quad (26)$$

$$M_R = \frac{8649,11 \text{ N} \cdot 0,61171 \text{ m}}{2} = 2645,37 \text{ Nm}$$

Para que el vehículo sea capaz de iniciar la marcha, el par producido por el motor en primera velocidad teniendo en cuenta la caja de cambios y el grupo diferencial debe ser mayor que el par resistente.

$$i_{CAJA.CAMBIOS} = \frac{M_{MOTOR}}{M_{SALIDA}}$$

$$i_{DIFERENCIAL} = \frac{M_{SALIDA}}{M_{RUEDA}}$$

$$i_{CAJA.CAMBIOS} \cdot i_{DIFERENCIAL} = \frac{M_{MOTOR}}{M_{SALIDA}} \cdot \frac{M_{SALIDA}}{M_{RUEDA}} = \frac{M_{MOTOR}}{M_{RUEDA}}$$

Donde:

$i_{CAJA.CAMBIOS}$  : es la relación de la caja de cambios. En este caso, la primera velocidad. 1:4,16.

$i_{DIFERENCIAL}$ : es la relación del grupo diferencial. 1:2,77.

Tenemos que:

$$M_{RUEDA} = \frac{M_{MOTOR}}{i_{CAJA.CAMBIOS} \cdot i_{DIFERENCIAL}} \quad (27)$$

$$M_{RUEDA} = \frac{330 \text{ Nm}}{\frac{1}{4,16} \cdot \frac{1}{2,77}} = 3802,66 \text{ Nm}$$

Como se cumple que  $M_{RUEDA} > M_R$ , el par que llega a las ruedas tras pasar por el grupo de transmisión, es mayor que el par resistente, por lo tanto, el vehículo será capaz de vencer las fuerzas que se oponen a su arranque.

A continuación, se comprobará que el vehículo dispone de la potencia suficiente para alcanzar la velocidad máxima. En este caso las fuerzas resistentes son las correspondientes a la rodadura, resistencia aerodinámica e inercia.

$$F_{TOTAL} = F_R + F_A + F_i \quad (28)$$

$$F_{TOTAL} = 4824,77 \text{ N}$$

Por lo tanto, el par resistente que aparece en la rueda es:

$$M_R = \frac{F_{TOTAL} \cdot D_{rueda}}{2} \quad (29)$$

$$M_R = \frac{4824,77 \text{ N} \cdot 0,61171 \text{ m}}{2} = 1475,68 \text{ Nm}$$

Del mismo modo que para la primera velocidad, se comprueba que  $M_{RUEDA} > M_R$ ,  $3802,66 > 1475,68$ , por lo tanto, el vehículo será capaz de alcanzar la velocidad máxima con la relación de sexta marcha calculada.

## 5.6. Cálculo de los engranajes

Una vez obtenidas las relaciones de cada marcha (ver apartados 5.4.1 y 5.4.2), se procede al cálculo del número de dientes de cada engranaje, así como al dimensionado de los mismos. La primera consideración a tener en cuenta es el tamaño de éstos. No deben ser excesivamente grandes ya que además de aumentar el coste de todo el conjunto, implicaría un tamaño más grande de la caja de cambios, pero tampoco deben ser excesivamente pequeños para evitar posibles problemas de interferencia o desgaste prematuro. Se impondrá un mínimo de dientes igual a 14.

Los engranajes irán unidos al eje mediante engranajes, que permitirán su giro libremente. Para transmitir par entre dos ruedas, el sincronizador seleccionará el engranaje adecuado haciendo que gire solidariamente con el eje.

Los engranajes se diseñarán con tallado helicoidal frente a tallado recto ya que proporcionan una mayor suavidad debido al contacto progresivo entre los flancos de los dientes. Además, el ruido producido por los engranajes helicoidales es menor que el producido por engranajes rectos.

El cálculo de los dientes de cada engranaje se ha hecho de acuerdo con la norma UNE 18-016:1952. Para engranajes helicoidales, la distancia de funcionamiento, el módulo, el número de dientes y el ángulo de hélice están relacionados mediante la ecuación (30):

$$d = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \cos \beta} \quad (30)$$

Donde:

$d$ : Es la distancia entre centros de una pareja de engranajes.

$m$ : Es el módulo de la pareja de engranajes.

$Z_1$  y  $Z_2$ : Son el número de dientes de los engranajes.

$\beta$ : Es el ángulo de hélice de ambos engranajes.

El valor del ángulo de hélice recomendado debe estar entre 20° y 30°. Por lo tanto, para la primera pareja de engranajes se impondrá un ángulo de 20°, posteriormente se calculará la distancia entre ejes de esa pareja de ruedas que permanecerá constante para el resto de marchas, por último, se calculará el valor del ángulo de hélice para el resto de parejas y se comprobará que dichos valores se encuentren dentro del rango recomendado.

Por otro lado, la caja de cambios que se va a diseñar consta de tres ejes (primario, intermediario y secundario), de modo que hay una pareja de engranajes que se encuentra en contacto en todo momento, dicha relación se denominará toma constante ( $tc$ ). Esta

pareja de engranajes permite entre otras cosas, regular el tamaño de las ruedas en función de su relación de transmisión. Para este proyecto se ha elegido una relación de transmisión 1:2.

Como el mínimo número de dientes, para evitar problemas de interferencia es de 14, para la toma constante se ha optado por dos ruedas de 15 y 30 dientes, respectivamente. Teniendo en cuenta la toma constante, la relación de cada marcha quedaría de la siguiente manera:

$$i_i = i_{tc} \cdot i_{cc} \quad (31)$$

Donde:

$i_{tc}$ : Es la relación de toma constante 1:2.

$i_{cc}$ : Es la relación de cada marcha (ver Tabla 4: Relaciones de transmisión).

Para la primera velocidad se fija el valor de  $\beta$  en  $20^\circ$ . Como se ha mencionado al comienzo del apartado, el mínimo número de dientes es 14, por lo tanto, se impone el número de dientes de una rueda en 15, a continuación, se obtiene el número de dientes de la segunda rueda de modo que se satisfaga la relación de marchas previamente calculada (ver Tabla 4: Relaciones de transmisión).

$$i_1 = \frac{15}{30} \cdot \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{1}{4,16} \Rightarrow Z_2 = 2,08 \cdot Z_1$$

$$Z_1 = 15 \text{ dientes y } Z_2 = 31 \text{ dientes.}$$

De esta manera la relación obtenida en la caja de cambios es la siguiente:

$$i_1 = \frac{31}{15} = 2,07$$

En la Tabla 5 se recogen los valores de los números de dientes de cada engranaje, así como los valores de la relación de la caja de cambios (sin tener en cuenta el grupo diferencial) para cada marcha. Todos los valores se han obtenido siguiendo el mismo método que el empleado para la primera marcha.

**Tabla 5:** Dientes de cada rueda y valores de la relación para cada pareja de engranajes.

Marcha	Relación de la caja de cambios	Número de dientes
1ª	1:2,08	Z <sub>1</sub> =15
		Z <sub>2</sub> =31
2ª	1:1,56	Z <sub>3</sub> =18
		Z <sub>4</sub> =28
3ª	1:1,18	Z <sub>5</sub> =21
		Z <sub>6</sub> =25
4ª	1:0,88	Z <sub>7</sub> =24
		Z <sub>8</sub> =21
5ª	1:0,67	Z <sub>9</sub> =27
		Z <sub>10</sub> =18
6ª	1:0,5	Z <sub>11</sub> =30
		Z <sub>12</sub> =15
Marcha atrás	1:1,79	Z <sub>13</sub> =15
		Z <sub>14</sub> =15
		Z <sub>15</sub> =27

Como aclaración, para calcular los engranajes de la marcha atrás es necesario tener en cuenta la rueda intermedia que invierte el sentido de giro. El número de dientes que tenga dicha rueda no influye en el valor de la relación, como se demuestra en la ecuación (32). De esta forma se ha elegido como número de dientes un valor cualquiera superior a 14, para evitar problemas de interferencia y desgaste.

$$i_R = \frac{Z_{tc} \cdot Z_R \cdot Z_{INT}}{Z_{tc*} \cdot Z_{INT} \cdot Z_{R*}} = \frac{Z_{tc} \cdot Z_R}{Z_{tc*} \cdot Z_{R*}} \quad (32)$$

El siguiente paso para terminar de calcular las ruedas dentadas consiste en fijar el valor del ángulo de la hélice ( $\beta$ ) para cada rueda. Para que la pareja de ruedas engrane correctamente, ambas deben tener el mismo ángulo de hélice.

Como se ha mencionado al comienzo del apartado, se impone un valor del ángulo de hélice para la primera pareja de ruedas de valor 20°, con este valor se calcula la distancia requerida entre ejes que se mantendrá constante para todas las ruedas, por

último, imponiendo dicha distancia de funcionamiento, se obtiene el valor de  $\beta$  para cada pareja de ruedas.

Así, utilizando la ecuación (30) para la primera pareja de ruedas (primera marcha):

$$d = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cdot \cos \beta} = \frac{m \cdot (15 + 31)}{2 \cdot \cos(20^\circ)} = 24,59m$$

A continuación, se impone la misma distancia de funcionamiento para el resto de parejas como se muestra en la ecuación (33). Los valores obtenidos se muestran en la **Tabla 6**.

$$24,59m = m \cdot \frac{Z_i + Z_{ii}}{2 \cdot \cos(\beta_i)} \Rightarrow 24,59 = \frac{Z_i + Z_{ii}}{2 \cdot \cos(\beta_i)} \quad (33)$$

**Tabla 6:** Valores de ángulo de hélice para cada pareja de engranajes.

Marcha	Ángulo de hélice $\beta$
	[°]
1ª	20
2ª	20,17
3ª	21,66
4ª	23,12
5ª	23,92
6ª	23,79
Marcha atrás	31,62
Toma constante	23,78

### 8.6.1. Cálculo del módulo de los engranajes

Para completar el diseño de los engranajes, es necesario determinar el valor del módulo de los mismos. Para su determinación se empleará la fórmula de Striebeck para ruedas dentadas cumpliendo así con la teoría de Hertz para duración y desgaste.

Es necesario mencionar que los cálculos realizados a continuación se hacen para que el piñón cumpla con la duración recomendada, ya que son las ruedas pequeñas las que están más solicitadas mecánicamente. De esta forma, si el piñón cumple con los requisitos lo hará la corona. Así, se calcularán los módulos de acuerdo con la ecuación.



$$m \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot (1 + i) \cdot W \cdot \cos^4 \beta}{k_{adm} \cdot Z^2 \cdot i \cdot \omega \cdot \cos \alpha \cdot \sin \alpha \cdot \Psi}} \quad (34)$$

Donde

$i$ : Relación de transmisión

$W$ : Potencia del motor [CV]

$\beta$ : Ángulo de hélice de la pareja de ruedas [°]. Ver **Tabla 6**.

$\alpha$ : Ángulo de presión de la pareja de ruedas [°]. Al tratarse de engranajes tallados con cremallera normalizada,  $\alpha$  será 20° para todas las ruedas.

$k_{adm}$ : Presión de rodadura [kg/cm<sup>2</sup>]

$\omega$ : Velocidad de giro [rpm]

$Z$ : Número de dientes del piñón.

$\Psi$ : Factor de guiado. Ver **Tabla 7**.

El factor de guiado de las ruedas depende de la precisión que requieran según la aplicación, por lo tanto, queda a disposición del diseñador. Para este proyecto se ha optado por un factor de guiado intermedio (bueno) con un valor de  $\Psi = 11$ .

**Tabla 7:** Valores para el factor de guiado  $\Psi$  según las características de los engranajes.

Factor de guiado $\Psi$	
Guiado mediocre. Para flancos en bruto, poca velocidad de giro y montaje deficiente.	$5 < \Psi < 8$
Guiado bueno. Para calidad y condiciones normales de funcionamiento.	$10 < \Psi < 12$
Guiado excelente. Para ruedas con tallado muy exacto, montaje muy preciso y buen asiento de cojinetes con apoyo rígido.	$15 < \Psi < 20$

También es necesario hacer un cálculo aproximado del tiempo de trabajo de la caja de cambios, y concretamente, de cada marcha. Para ello se supondrá que el vehículo deberá recorrer con la misma caja de cambios una distancia de entre 200.000 y 300.000 km. A continuación, se ha realizado una estimación del tiempo durante el cual cada marcha

está en funcionamiento basándose en una conducción normal, tal y como se muestra en la **Tabla 8**.

De esta forma el tiempo de uso de la caja de cambios se calcula con la ecuación (35):

$$t [h] = \frac{\text{Distancia recorrida [km]}}{\text{Velocidad media } \left[ \frac{\text{km}}{\text{h}} \right]} = \frac{250.000}{80} = 3.125 \text{ h} \quad (35)$$

**Tabla 8:** Estimación del tiempo de funcionamiento de cada marcha.

Marcha	Porcentaje de tiempo en uso	Tiempo de uso
	[%]	[h]
1 <sup>a</sup>	5	157
2 <sup>a</sup>	15	469
3 <sup>a</sup>	25	782
4 <sup>a</sup>	35	1094
5 <sup>a</sup>	20	625
6 <sup>a</sup>	15	469
<b>Marcha atrás</b>	1	32

Además de las ruedas que forma parte de cada marcha, hay que tener en cuenta que hay una pareja que siempre se encuentra en funcionamiento, la toma constante o engranaje de entrada. Para dicha rueda se tomará como tiempo de uso el tiempo total de 3.125 horas.

El siguiente paso es calcular la presión admisible de rodadura de cada rueda de acuerdo con las horas de funcionamiento. Para ello se partirá del valor de  $k_{min}$ . A continuación, se corregirá dicho valor (calculado para una vida útil de 5.000 horas) para el tiempo de funcionamiento (ver **Tabla 8**).

El material escogido para la fabricación de las ruedas será un acero de bonificación F-128 (34CrNiMo6) con una dureza Brinell HB = 250. Este acero es empleado en la fabricación de ejes, cigüeñales, motores y piezas para la industria de la automoción.

Tal y como se indica en [8], se obtiene el valor de  $k_{min}$  según la dureza del acero. Y mediante el factor de vida obtenido a partir de la **Tabla 9**, se corregirá para esta aplicación.

$$k_{min} = 10,3 \text{ N/mm}^2$$

**Tabla 9:** Factores de vida para convertir los valores de presión de rodadura admisible.

Vida en horas de función	10	50	150	312	625	1200	2500	5000
Factor de vida $\varphi$	2,82	2,15	1,79	1,59	1,41	1,27	1,12	1

Se corrige dicho valor de  $k_{min}$  según:

$$k_{adm} = \varphi \cdot k_{min} \quad (36)$$

Como se puede observar, los valores del factor de vida de la **Tabla 9** no coinciden exactamente con las horas de funcionamiento calculadas anteriormente en la **Tabla 8** para cada rueda, por lo tanto, es necesario obtener el valor correspondiente mediante interpolaciones lineales.

En la **Tabla 10** se muestran los valores ya corregidos de  $k_{adm}$  para cada pareja de ruedas, así como los factores de vida resultantes de las interpolaciones.

**Tabla 10:** Valores de la presión de rodadura corregidos para cada marcha.

Marcha	Factor de vida	Presión de rodadura admisible $k_{adm}$ [N/mm <sup>2</sup> ]
1ª	1,78	18,33
2ª	1,50	15,45
3ª	1,37	14,11
4ª	1,29	13,29
5ª	1,41	14,52
6ª	1,50	15,45
Marcha atrás	2,45	25,24
Toma constante	1,12	11,54

Los cálculos se realizarán en condiciones de par máximo, siendo esta la situación donde se encuentran más solicitados los engranajes. Como se puede ver en la **Tabla 1**, la potencia del motor es de 250 CV y la velocidad de giro del motor de 6000 rpm.

Para calcular la velocidad de giro de cada piñón, es necesario tener en cuenta el eje en el cual van ubicados. Al ser una caja de cambios de seis velocidades, es habitual colocar los piñones de las marchas bajas (desde primera hasta tercera velocidad) en el eje intermedio, de esta forma, la velocidad de giro se obtendrá multiplicando el valor de la relación de la toma constante por el número de vueltas en régimen de potencia máxima.

Por el otro lado, los piñones de las marchas altas (desde cuarta hasta sexta velocidad) se encuentran en un tercer eje, por lo que, para obtener su velocidad de giro, será necesario además de multiplicar por la toma constante, por la relación de cada marcha.

Con los datos disponibles y siguiendo la ecuación (34) se calculan los módulos de los piñones, mostrados en la **Tabla 11: Módulos de los piñones..** Para establecer el módulo de todas las ruedas es necesario fijarse en la que esté más solicitada, para nuestras velocidades, la sexta marcha es la que presenta un módulo mayor, por lo tanto, será la que fije el valor del resto de engranajes.

Las series de módulos normalizados para engranajes se muestran en la **Tabla 12.** La serie I debe usarse siempre que sea posible, si se quiere puede emplearse la serie complementaria II para mayor precisión. La serie III únicamente debe utilizarse en casos de total necesidad.

**Tabla 11:** Módulos de los piñones.

Marcha	Módulo
1 <sup>a</sup>	4.52
2 <sup>a</sup>	4.38
3 <sup>a</sup>	4.19
4 <sup>a</sup>	4.21
5 <sup>a</sup>	4.35
6 <sup>a</sup>	4.64
Marcha atrás	3,57
Toma constante	4,06

**Tabla 12:** Series de módulos normalizados.

I	1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	5	6
II	1,125	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7
III					3,25	3,75		6,5	

Seleccionando el módulo inmediatamente superior al máximo obtenido se ha optado por módulo 5 mm de la serie I.

Volviendo a la ecuación (33), con el módulo obtenido, podemos establecer definitivamente la distancia entre ejes de la caja de cambios:

$$d = 24,59 \cdot m = 24,59 \cdot 5 = 122,95 \text{ mm} \quad (37)$$

En el caso de la marcha atrás, el único factor que varía respecto a las otras parejas de ruedas es el ángulo de hélice. Los engranajes de la marcha atrás son engranajes rectos por lo tanto el valor del ángulo de hélice es nulo. Además, es necesario calcular los módulos para las tres ruedas en dos pasos, siguiendo la ecuación (34).

Por otro lado, como la corona y piñón de la marcha atrás no se encuentran engranados entre sí, es condición necesaria que la suma del radio de cabeza de corona y piñón no supere la distancia entre ejes anteriormente calculada, ya que así aseguramos que hay espacio para colocar una rueda loca entre ambas e invertir el sentido de giro.

Así, debe cumplirse la condición siguiente:

$$d = 122,95 \text{ mm} > Rc_{\text{piñón}} + Rc_{\text{corona}} = \frac{m \cdot (Z_{13} + Z_{15})}{2} + 2m$$

Sabiendo que el radio de cabeza es:

$$Rc = R + m$$

Pareja piñón-rueda loca:

$$m_{R1} \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 250 \cdot (1 + 1)}{257,55 \cdot 6000 \cdot 15^2 \cdot 11 \cdot 1 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20}} \geq 0,38 \text{ cm} = 3,8 \text{ mm}$$

$$m_{R1} \geq 0,38 \text{ cm} = 3,8 \text{ mm}$$

Pareja rueda loca-corona:

$$m_{R2} \geq \sqrt[3]{\frac{143240 \cdot 250 \cdot (1,79 + 1)}{257,55 \cdot 6000 \cdot 15^2 \cdot 11 \cdot 1 \cdot \cos 20 \cdot \sin 20}} \geq 0,36 \text{ cm} = 3,6 \text{ mm}$$

$$m_{R2} \geq 0,36 \text{ cm} = 3,6 \text{ mm}$$

Se selecciona el módulo de la serie I con valor 4 mm y se comprueba la distancia entre ambas ruedas:

$$Rc_{\text{piñón}} + Rc_{\text{corona}} = \frac{4 \cdot (15 + 27)}{2} + 2 \cdot 4 = 92 \text{ mm} < 122,95 \text{ mm}$$

Se cumple la condición de espacio para el piñón loco, por lo tanto, se procede a calcular la distancia entre centros de las tres ruedas del conjunto de la marcha atrás. Para ello se recurre a la ecuación (30).

Pareja piñón-rueda loca:

$$R_{\text{piñón}} + R_{\text{rueda}} = \frac{m \cdot (Z_{13} + Z_{14})}{2} = \frac{4 \cdot (15 + 15)}{2} = 60 \text{ mm}$$

Pareja rueda loca-corona:

$$R_{\text{rueda}} + R_{\text{corona}} = \frac{m \cdot (Z_{14} + Z_{15})}{2} = \frac{4 \cdot (15 + 27)}{2} = 84 \text{ mm}$$

### 5.6.1. Comprobación a resistencia de los engranajes

Para la comprobación de la resistencia de los engranajes se tomará el siguiente modelo simplificado.

Los dientes de cada rueda se supondrán elementos empotrados, y la fuerza a flexión será una única fuerza aplicada en el punto más alto del diente. De esta forma y siguiendo el método AGMA se tiene que la tensión admisible corresponde con la ecuación (38):

$$\sigma_{flex} = \frac{K_a \cdot K_m \cdot K_s}{K_v} \cdot \frac{F_t}{b \cdot J \cdot m} \quad (38)$$

Donde:

$b$ : Ancho del diente

$m$ : Módulo del engranaje.

$F_t$ : Fuerza tangencial admitida.

$J$ : Factor geométrico. Factor que tiene en cuenta la geometría del diente, la carga más dañina aplicada en él y los efectos de concentración de tensiones.

$K_a$ : Factor de aplicación. Tiene en cuenta las sobrecargas dinámicas que provienen de fuerzas exteriores al engranaje.

$K_m$ : Factor de distribución de carga. Tiene en cuenta el grado de distribución de carga entre una pareja de engranajes. Depende del ancho de cara.

$K_s$ : Factor de tamaño. Tiene en cuenta la posible existencia de discontinuidad en las propiedades del material.

$K_v$ : Factor dinámico. Tiene en cuenta las sobrecargas dinámicas internas producidas por las vibraciones que sufre el engranaje. Depende de un número de calidad  $Q_v$ .

En primer lugar, la fuerza tangencial que es aplicada en el diente se obtiene mediante la expresión (39):

$$F_t = \frac{M_{MOTOR}}{R_p} [N] \quad (39)$$

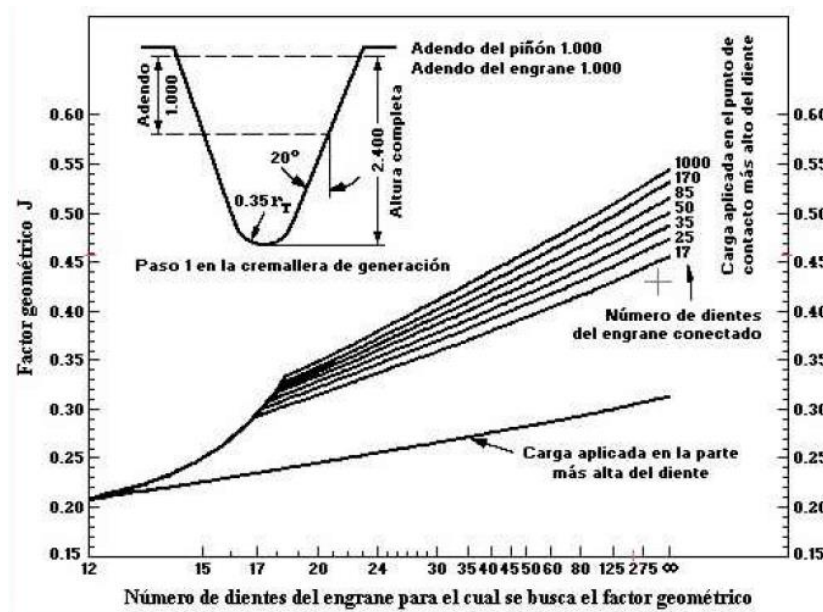
$M_{MOTOR}$ : Es el par motor máximo que se va a transmitir [N·m].

$R_p$ : Es el radio primitivo de la rueda [m]

El ancho del engranaje se obtiene con el factor de guiado seleccionado para las ruedas mediante la expresión (40):

$$b = \Psi \cdot m [\text{mm}] \quad (40)$$

El factor geométrico de cada rueda se obtendrá a partir de la **Figura 5.4**. Los factores  $K_a$  y  $K_m$  se obtienen a partir de los valores mostrados en las tablas 5.4 y 5.5. El factor de tamaño  $K_s$  se puede considerar igual a la unidad (valor recomendado por AGMA) siempre y cuando se haya seleccionado un acero adecuado en función del tamaño y aplicación del mismo. En caso contrario, se debe usar un factor mayor que la unidad. Por último, el factor  $K_v$  se obtiene a partir de la figura 4.4.



**Figura 5.4:** Factor geométrico en función de parámetros de engrane. Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).

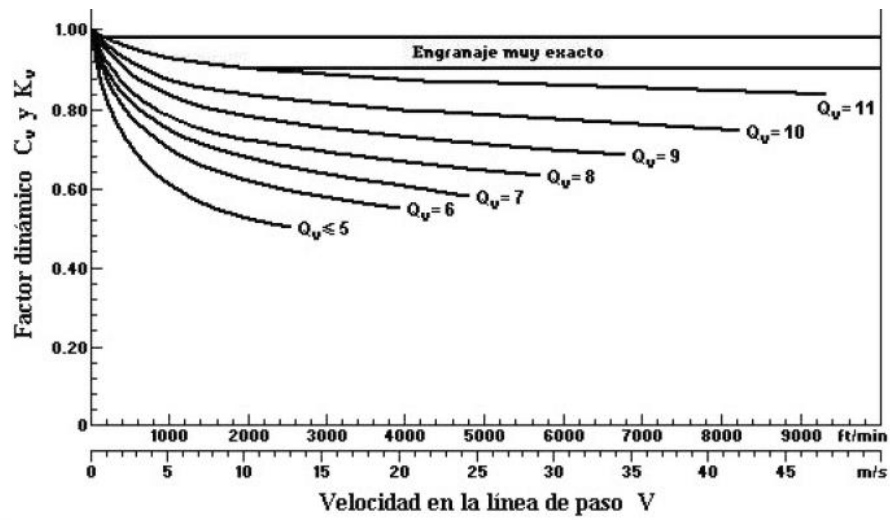
**Tabla 13:** Valores del factor de aplicación de carga. Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).

Fuente de energía	Carga en la máquina impulsada		
	Uniforme	Choque ligero	Choque moderado
Uniforme	1.00	1.25	1.75 o superior
Choque ligero	1.25	1.50	2.00 o superior
Choque mediano	1.50	1.75	2.25 o superior

**Tabla 14:** Valores del factor de distribución de la carga. Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).

CONDICIÓN DE SOPORTE	Ancho de cara (mm)			
	≤ 50	150	225	≥ 400
Montaje exacto	1.30	1.40	1.50	1.80
Montajes menos rígidos	1.60	1.70	1.80	2.00
Contacto incompleto con la cara del diente	> 2.00			





**Figura 5.5:** Factor dinámico en función de la velocidad en la línea de paso de paso. *Apuntes de Cálculo y Diseño de Máquinas (2017).*

En la tabla siguiente se muestran las propiedades del acero F-128 (34CrNiMo6) elegido para la fabricación de los engranajes.

**Tabla 15: Propiedades del acero F-128.**

F-128/ 34CrNiMo6	Resistencia a tracción	Tensión admisible	Dureza Brinell
	600 ÷ 800	2000	250
	MPa	kg/cm <sup>2</sup>	HB

De los datos de las propiedades del material se obtiene que la máxima tensión admisible para velocidades medias o altas del acero F-128 es de aproximadamente 196 MPa ( $\sigma_{adm}$ ).

A continuación, se presentan las comprobaciones para cada uno de los piñones de cada marcha.

**Comprobación del piñón de la 1ª velocidad:**

Z	b [ mm]	J	Ka	Kv	Km
15	55	0,25	1,00	1,30	0,80

Utilizando la ecuación (39) calculamos la fuerza que soporta la rueda:

$$R_p = \frac{m \cdot Z}{2 \cdot \cos(\beta)} = \frac{5 \cdot 15}{2 \cdot \cos 20^\circ} = 39,90 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{M_{MOTOR}}{R_p} = \frac{330 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.03990 \text{ m}} = 8270 \text{ N}$$

Si se recurre a la expresión (38) calculamos la tensión de flexión admisible para el diente:

$$\sigma_{flex} = \frac{K_a \cdot K_m \cdot K_s}{K_v} \cdot \frac{F_t}{b \cdot J \cdot m} = \frac{1,00 \cdot 0,80 \cdot 1,00}{1,30} \cdot \frac{8270}{55 \cdot 0,25 \cdot 5} = 74,03 \text{ MPa}$$

Como se cumple que  $\sigma_{flex} < \sigma_{adm}$ ; el engranaje cumple la comprobación a flexión del diente.

#### **Comprobación del piñón de la 2ª velocidad:**

Z	b [ mm]	J	Ka	Kv	Km
18	55	0,31	1,00	1,30	0,80

$$R_p = \frac{m \cdot Z}{2 \cdot \cos(\beta)} = \frac{5 \cdot 18}{2 \cdot \cos 20,17^\circ} = 47,94 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{M_{MOTOR}}{R_p} = \frac{330 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.04794 \text{ m}} = 6883,60 \text{ N}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{K_a \cdot K_m \cdot K_s}{K_v} \cdot \frac{F_t}{b \cdot J \cdot m} = \frac{1,00 \cdot 0,80 \cdot 1,00}{1,30} \cdot \frac{6883,60}{55 \cdot 0,31 \cdot 5} = 49,69 \text{ MPa}$$

Se cumple que  $\sigma_{flex} < \sigma_{adm}$ ; por lo tanto, el engranaje cumple la comprobación a flexión del diente.

#### **Comprobación del piñón de la 3ª velocidad:**

Z	b [ mm]	J	Ka	Kv	Km
21	55	0,33	1,00	1,30	0,70

$$R_p = \frac{m \cdot Z}{2 \cdot \cos(\beta)} = \frac{5 \cdot 21}{2 \cdot \cos 21,67^\circ} = 59,49 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{M_{MOTOR}}{R_p} = \frac{330 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.05949 \text{ m}} = 5547,15 \text{ N}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{K_a \cdot K_m \cdot K_s}{K_v} \cdot \frac{F_t}{b \cdot J \cdot m} = \frac{1,00 \cdot 0,70 \cdot 1,00}{1,30} \cdot \frac{5547,15}{55 \cdot 0,33 \cdot 5} = 32,91 \text{ MPa}$$

Se cumple que  $\sigma_{flex} < \sigma_{adm}$ ; por lo tanto, el engranaje cumple la comprobación a flexión del diente.

#### **Comprobación del piñón de la 4ª velocidad:**

Z	b [mm]	J	Ka	Kv	Km
21	55	0,32	1,00	1,30	0,70

$$R_p = \frac{m \cdot Z}{2 \cdot \cos(\beta)} = \frac{5 \cdot 21}{2 \cdot \cos 23,12^\circ} = 57,70 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{M_{MOTOR}}{R_p} = \frac{330 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.05770 \text{ m}} = 5719,24 \text{ N}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{K_a \cdot K_m \cdot K_s}{K_v} \cdot \frac{F_t}{b \cdot J \cdot m} = \frac{1,00 \cdot 0,70 \cdot 1,00}{1,30} \cdot \frac{5719,24}{55 \cdot 0,32 \cdot 5} = 35,00 \text{ MPa}$$

Se cumple que  $\sigma_{flex} < \sigma_{adm}$ ; por lo tanto, el engranaje cumple la comprobación a flexión del diente.

#### **Comprobación del piñón de la 5ª velocidad:**

Z	b [mm]	J	Ka	Kv	Km
18	55	0,31	1,00	1,30	0,80

$$R_p = \frac{m \cdot Z}{2 \cdot \cos(\beta)} = \frac{5 \cdot 18}{2 \cdot \cos 23,92^\circ} = 49,10 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{M_{MOTOR}}{R_p} = \frac{330 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.04910 \text{ m}} = 6720,98 \text{ N}$$

$$\sigma_{flex} = \frac{K_a \cdot K_m \cdot K_s}{K_v} \cdot \frac{F_t}{b \cdot J \cdot m} = \frac{1,00 \cdot 0,80 \cdot 1,00}{1,30} \cdot \frac{6720,98}{55 \cdot 0,31 \cdot 5} = 48,52 \text{ MPa}$$

Se cumple que  $\sigma_{flex} < \sigma_{adm}$ ; por lo tanto, el engranaje cumple la comprobación a flexión del diente.

**Comprobación del piñón de la 6ª velocidad:**

Z	b [mm]	J	Ka	Kv	Km
15	55	0,25	1,00	1,30	0,80

Utilizando la ecuación (39) calculamos la fuerza que soporta la rueda:

$$R_p = \frac{m \cdot Z}{2 \cdot \cos(\beta)} = \frac{5 \cdot 15}{2 \cdot \cos 23,78^\circ} = 40,98 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{M_{MOTOR}}{R_p} = \frac{330 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.04098 \text{ m}} = 8052,71 \text{ N}$$

Si se recurre a la expresión (38) calculamos la tensión de flexión admisible para el diente:

$$\sigma_{flex} = \frac{K_a \cdot K_m \cdot K_s}{K_v} \cdot \frac{F_t}{b \cdot J \cdot m} = \frac{1,00 \cdot 0,80 \cdot 1,00}{1,30} \cdot \frac{8052,71}{55 \cdot 0,25 \cdot 5} = 72,08 \text{ MPa}$$

Como se cumple que  $\sigma_{flex} < \sigma_{adm}$ ; el engranaje cumple la comprobación a flexión del diente.

**Comprobación del piñón de la marcha atrás (dos piñones idénticos):**

Z	b [mm]	J	Ka	Kv	Km
15	55	0,25	1,00	1,30	0,80

Utilizando la ecuación (39) calculamos la fuerza que soporta la rueda:

$$R_p = \frac{m \cdot Z}{2 \cdot \cos(\beta)} = \frac{5 \cdot 15}{2 \cdot \cos 23,78^\circ} = 40,98 \text{ mm}$$

$$F_t = \frac{M_{MOTOR}}{R_p} = \frac{330 \text{ N} \cdot \text{m}}{0.04098 \text{ m}} = 8052,71 \text{ N}$$

Si se recurre a la expresión (38) calculamos la tensión de flexión admisible para el diente:

$$\sigma_{flex} = \frac{K_a \cdot K_m \cdot K_s}{K_v} \cdot \frac{F_t}{b \cdot J \cdot m} = \frac{1,00 \cdot 0,80 \cdot 1,00}{1,30} \cdot \frac{8052,71}{55 \cdot 0,25 \cdot 5} = 72,08 \text{ MPa}$$

Como se cumple que  $\sigma_{flex} < \sigma_{adm}$ ; el engranaje cumple la comprobación a flexión del diente.

Como se puede comprobar, todas las tensiones que aparecen en los dientes quedan por debajo de la máxima admisible. Por lo tanto, puede asegurarse que el material elegido para fabricar los engranajes es adecuado.

### 5.6.2. Cálculo de las dimensiones de los engranajes

En las tablas **Tabla 16** y **Tabla 17** se muestran todos los parámetros geométricos necesarios para definir completamente cada engranaje. El valor de cada parámetro se ha definido de acuerdo a la norma UNE-18066.

**Tabla 16:** Parámetros geométricos de los piñones

		1ª	2ª	3ª	4ª	5ª	6ª	M.A.	T.C.
Número de dientes	Z	15	18	21	21	27	15	15	15
Ángulo de hélice [°]	$\beta_a$	20	20,17	21,66	23,12	23,92	23,78	-	23,78
Ángulo de presión [°]	$\alpha$	20	20	20	20	20	20	20	20
Módulo [mm]	m	5	5	5	5	5	5	4	5
Factor de guiado	$\Psi$	11	11	11	11	11	11	9	11
Ancho [mm]	$b = \Psi \cdot m$	55	55	55	55	55	55	36	55
Radio primitivo [mm]	$R_p = \frac{m \cdot Z}{2 \cdot \cos \beta}$	39,91	47,94	56,49	57,70	49,10	40,98	30	40,98
Adendo [mm]	$h_c = m$	5	5	5	5	5	5	4	5
Dedendo [mm]	$h_f = m + c$	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	5	6,25
Juego [mm]	$c = 0,25 \cdot m$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1	1,25
Altura de diente [mm]	$h = h_c + h_f$	11,25	11,25	11,25	11,25	11,25	11,25	9	11,25
Espesor de diente [mm]	$e = \frac{m \cdot \pi}{2}$	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85	6,28	7,85
Hueco entre dientes [mm]	$j = e$	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85	6,28	7,85
Radio de cabeza [mm]	$R_c = R_p + h_c$	44,91	52,94	61,49	62,70	54,10	45,98	34	45,98
Radio de fondo [mm]	$R_f = R_p - h_f$	33,66	41,69	50,24	51,45	42,85	34,73	29	34,73
Radio base [mm]	$R_b = R_p \cdot \cos \alpha$	37,50	45,05	53,08	54,22	46,14	38,51	28,19	38,51

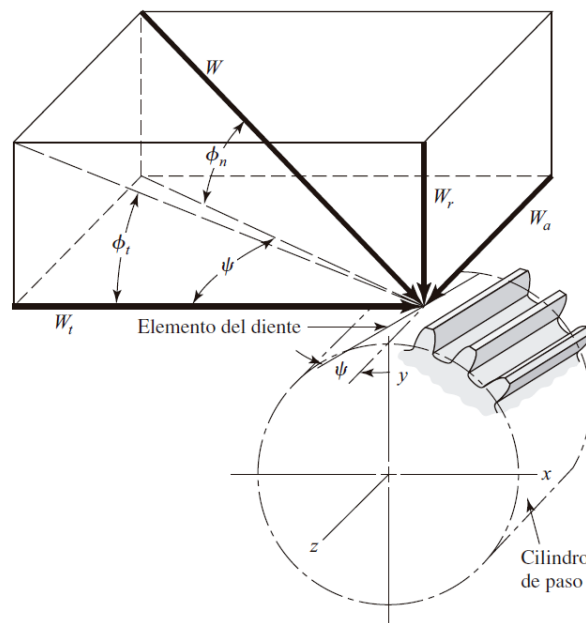
**Tabla 17:** Parámetros geométricos de las ruedas.

		1ª	2ª	3ª	4ª	5ª	6ª	M.A.	T.C.
Número de dientes	$Z$	31	28	25	24	27	30	27	30
Ángulo de hélice [°]	$\beta_a$	20	20,17	21,67	23,12	23,92	23,79	0	23,79
Ángulo de presión [°]	$\alpha$	20	20	20	20	20	20	20	20
Módulo [mm]	$m$	5	5	5	5	5	5	4	5
Factor de guiado	$\Psi$	11	11	11	11	11	11	11	11
Ancho [mm]	$b = \Psi \cdot m$	55	55	55	55	55	55	44	55
Radio primitivo [mm]	$R_p = \frac{m \cdot Z}{2 \cdot \cos \beta}$	83,03	75,00	66,45	65,24	73,84	81,96	67,19	81,96
Adendo [mm]	$h_c = m$	5	5	5	5	5	5	4	5
Dedendo [mm]	$h_f = m + c$	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6,25	6	6,25
Juego [mm]	$c = 0,25 \cdot m$	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1,25	1	1,25
Altura de diente [mm]	$h = h_c + h_f$	11,25	11,25	11,25	11,25	11,25	11,25	10	11,25
Espesor de diente [mm]	$e = \frac{m \cdot \pi}{2}$	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85	6,28	7,85
Hueco entre dientes [mm]	$j = e$	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85	7,85	6,28	7,85
Radio de cabeza [mm]	$R_c = R_p + h_c$	88,04	80,00	71,45	70,24	78,84	86,96	71,19	86,96
Radio de fondo [mm]	$R_f = R_p - h_f$	76,79	68,75	60,20	58,99	67,59	75,71	61,19	75,71
Radio base [mm]	$R_b = R_p \cdot \cos \alpha$	78,03	70,48	62,44	61,31	69,39	77,02	63,14	77,02

### 5.6.3. Determinación de las fuerzas sobre cada engranaje

Debido al contacto existente entre dos engranajes, aparecen fuerzas aplicadas sobre la superficie de los dientes en contacto. El valor de las fuerzas obtenidas nos permitirá dimensionar el diámetro de los ejes de la caja de cambios.

Los engranajes elegidos para el diseño de la caja de cambios de este proyecto son engranajes helicoidales, por lo tanto, aparecen tres fuerzas diferentes sobre el diente: fuerza radial, tangencial y axial, como se puede ver en la **Figura 5.6:** Fuerzas que aparecen en un engranaje helicoidal..



**Figura 5.6:** Fuerzas que aparecen en un engranaje helicoidal. R. G. Budynas, J. K. Nisbett y J. E. Shigley (2008) Diseño en ingeniería mecánica.

Donde:

$W$ : Fuerza total. Se denominará de aquí en adelante como  $F$ .

$W_r$ : Componente radial de la fuerza. Se denominará  $F_r$ .

$W_a$ : Componente axial. Se denominará  $F_a$ .

$W_t$ : Componente tangencial. Se denominará  $F_t$ .

El cálculo de cada fuerza se efectuará de acuerdo con las siguientes expresiones:

$$F_t = \frac{M_{MOTOR}}{R} \quad [N] \quad (41)$$

$$F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_a \quad [N] \quad (42)$$

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta_a \quad [N] \quad (43)$$

$$F = \sqrt{F_t^2 + F_r^2 + F_a^2} \quad [N] \quad (44)$$

En las expresiones anteriores, los parámetros  $\alpha_a$  y  $\beta_a$  son los ángulos de presión y de hélice aparentes, respectivamente. El valor de  $\beta_a$  es el que se muestra en las tablas 16 y 17, y el valor de  $\alpha_a$  se calcula mediante la siguiente expresión:

$$\alpha_a = \operatorname{arctg} \left( \frac{\operatorname{tg} \alpha_r}{\cos \beta_a} \right) \quad (45)$$

Las condiciones para las cuales se calcularán las fuerzas serán para la situación de par máximo, situación donde los engranajes se encuentran más solicitados mecánicamente y las fuerzas son máximas.

Por otro lado, en un engranaje de dientes rectos no aparece la componente axial de la fuerza, descomponiéndose ésta únicamente en las componentes tangencial y radial. Dichas componentes se calculan de acuerdo con las expresiones (41), (42) y (44).

En la **Tabla 18: Valores de las fuerzas sobre los engranajes**, se muestran las fuerzas calculadas sobre los engranajes de la caja de cambios utilizando las expresiones mencionadas anteriormente.

**Tabla 18: Valores de las fuerzas sobre los engranajes.**

Engranaje	Fuerza tangencial [N]	Fuerza axial [N]	Fuerza radial [N]	Fuerza total [N]
6ª	8052,7	3579,5	3203,0	9365,1
5ª	6720,9	2980,7	2676,0	7824,1
4ª	5719,2	2442,2	2263,5	6617,9
3ª	5547,2	2203,9	2172,5	6351,9
2ª	6883,6	2528,9	2669,2	7804,1
1ª	8270,0	3010,0	3203,2	9365,6
Marcha atrás	8052,7	-	2930,9	8569,5
Toma constante	8052,4	3549,4	3378,0	9426,1



## 5.7. Cálculo de los ejes

A lo largo de este apartado se dimensionarán los ejes que conforman nuestra caja de cambios y sobre los cuales van montados los engranajes previamente calculados.

El diseño de un eje es dependiente de los elementos que se montan sobre el mismo, por este motivo, para su correcto cálculo es necesario conocer las fuerzas que aparecen sobre cada engranaje. Estas fuerzas provocarán momentos sobre los ejes y debido a que en engranajes helicoidales aparece una fuerza tangencial y una radial, los ejes flectarán en dos planos perpendiculares entre sí.

La sección de un eje se encuentra escalonada (hecho en varios diámetros), esto es necesario a que cada elemento estará solicitado de forma diferente y la sección necesaria para soportar dicho esfuerzo varía con cada elemento montado sobre el mismo.

A la hora de dimensionar un eje se tienen que tener en cuenta ciertos factores críticos. La longitud del eje debe ser lo más corta posible para evitar una flexión demasiado elevada, además se debe tratar de buscar una configuración de eje biapoyado con los elementos colocados lo más cerca posible de los apoyos, de esta forma se reducen las reacciones en los apoyos.

Todo el cálculo que se muestra en este apartado se ha llevado a cabo siguiendo el código ASME para ejes. La principal hipótesis que se asume al utilizar este método es la utilización de un material lo suficientemente dúctil. Además, el valor de la resistencia a tracción se supone que es igual a dos veces el valor de la resistencia a cortadura.

A la hora de calcular los diámetros de las secciones se utilizará la teoría de tensión de cortadura máxima. Al utilizar el código ASME los diámetros obtenidos son valores conservadores ya que los momentos torsores y flectores se mayoran.

La principal condición que debe cumplirse es la siguiente:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \quad (46)$$

Donde:

d: Diámetro de la sección del eje [mm].

n: Coeficiente de seguridad. Para los cálculos posteriores se tomará un valor de 1,5 como coeficiente de seguridad. Si se utiliza el método explicado en el código ASME, no es necesario emplear un valor elevado ya que los momentos ya se encuentran mayorados.

$\sigma_f$ : Límite de fluencia del material. En el caso del acero F-128 (34CrNiMo6), dicho valor se encuentra entre 65 y 75 kg/mm<sup>2</sup>.

$C_M$ : Coeficiente de mayoración para el momento flector.

$C_T$ : Coeficiente de mayoración para el momento torsor.

M: Momento flector [kg·mm].

T: Momento torsor [kg·mm].

Los valores para los coeficientes de mayoración, tanto para flector como para torsor, pueden obtenerse a partir de la **Tabla 19**. En este caso, tanto para  $C_M$  como  $C_T$ , se ha tomado un valor de 1,5.

**Tabla 19:** Valores para los coeficientes de mayoración. ASME (2008) Elementos de diseño mecánico.

Tipo de carga		$C_M$	$C_T$
Ejes fijos	Aplicada gradualmente	1	1
	Aplicada repentinamente	1,5 - 2	1,5 - 2
Ejes giratorios	Aplicada gradualmente	1,5	1
	Aplicada bruscamente. Pequeños Impactos	1,5 - 2	1 - 1,5
	Aplicada bruscamente. Grandes impactos	2 - 3	1,5 - 3

### 5.7.1. Eje intermedio

El eje intermedio gira debido al engrane permanente con la toma constante. Sobre este eje van montados los piñones y ruedas de las diferentes marchas girando en sentido contrario al del eje motor. El eje intermedio se encuentra biapoyado en dos rodamientos que posteriormente serán determinados y calculados.

A continuación, se calcularán los momentos y fuerzas que se generan sobre el eje para cada configuración de marchas posible. Se calculará el momento resultante y se determinará el diámetro de cada sección.

**5.7.1.1. Esfuerzos sobre el eje intermedio: toma constante**

$Ft_{TC}$ [N]	8052,4	$Ft_1$ [N]	8270,0
$Fr_{TC}$ [N]	3378,0	$Fr_1$ [N]	3203,2
$Fa_{TC}$ [N]	3549,4	$Fa_1$ [N]	3010,0
$R_{TC}$ [mm]	40,9	$R_1$ [mm]	39,9
$a$ [mm]	50	$b$ [mm]	600
L [mm]		650	

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow F_{BX} = Fa_{TC} = 3549,4 \text{ N}$$

$$\begin{aligned} \sum F_Y = 0 &\Rightarrow F_{BY} + F_{AY} = Fr_{TC} \Rightarrow \\ &\Rightarrow F_{AY} = Fr_{TC} - F_{BY} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_Z = 0 &\Rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} = Ft_{TC} \Rightarrow \\ &\Rightarrow F_{AZ} = Ft_{TC} - F_{BZ} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M(A)_Y = 0 &\Rightarrow Ft_{TC} \cdot a = F_{BZ} \cdot (a + b) \Rightarrow \\ &\Rightarrow F_{BZ} = \frac{Ft_{TC} \cdot a}{(a + b)} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M(A)_Z = 0 &\Rightarrow Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fr_{TC} \cdot a = F_{BY} \cdot (a + b) \Rightarrow \\ &\Rightarrow F_{BY} = \frac{Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fr_{TC} \cdot a}{(a + b)} \end{aligned}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

$F_{AY}$ [N]	2894,4	$F_{BX}$ [N]	3549,4
$F_{AZ}$ [N]	7433,0	$F_{BY}$ [N]	483,6
		$F_{BZ}$ [N]	619,4

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{371,6^2 + 290,2^2} = 471,5 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 = 660 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 471500)^2 + (1,5 \cdot 660000)^2}}$$

$$d_{\min} = 30,03 \text{ mm}$$

#### 5.7.1.2. Esfuerzos sobre el eje intermedio: tercera velocidad

$Ft_{TC} \text{ [N]}$	8052,4	$Ft_3 \text{ [N]}$	5547,2
$Fr_{TC} \text{ [N]}$	3378,0	$Fr_3 \text{ [N]}$	2172,5
$Fa_{TC} \text{ [N]}$	3549,4	$Fa_3 \text{ [N]}$	2203,9
$R_{TC} \text{ [mm]}$	40,9	$R_3 \text{ [mm]}$	56,49
$a \text{ [mm]}$	50	$b \text{ [mm]}$	100
$L \text{ [mm]}$	650	$c \text{ [mm]}$	500

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow F_{BX} = Fa_{TC} + Fa_3$$

$$\begin{aligned} \sum F_Y = 0 &\Rightarrow F_{BY} + F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_3 \Rightarrow \\ &\Rightarrow F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_3 - F_{BY} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum F_Z = 0 &\Rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} + Ft_3 = Ft_{TC} \Rightarrow \\ &\Rightarrow F_{AZ} = Ft_{TC} - F_{BZ} - Ft_3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M(A)_Y = 0 &\Rightarrow Ft_3 \cdot (a + b) + F_{BZ} \cdot L = Ft_{TC} \cdot a \Rightarrow \\ &\Rightarrow F_{BZ} = \frac{Ft_{TC} \cdot a - Ft_3 \cdot (a + b)}{L} \end{aligned}$$

$$\sum M(A)_Z = 0 \Rightarrow Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_3 \cdot R_3 + Fr_{tc} \cdot a + Fr_3 \cdot (a + b) = F_{BY} \cdot L \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{BY} = \frac{Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_3 \cdot R_3 + Fr_{tc} \cdot a + Fr_3 \cdot (a + b)}{L}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

$F_{AY} [N]$	4374,0	$F_{BX} [N]$	5753,3
$F_{AZ} [N]$	3166,0	$F_{BY} [N]$	1176,5
		$F_{BZ} [N]$	-660,7

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-330,35)^2 + 588,26^2} = 674,67 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 = 660 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 674,668)^2 + (1,5 \cdot 660,000)^2}}$$

$$d_{min} \geq 31,59 \text{ mm}$$

### 5.7.1.3. Esfuerzos sobre el eje intermedio: segunda velocidad

$Ft_{TC} [N]$	8052,4	$Ft_2 [N]$	6883,6
$Fr_{TC} [N]$	3378,0	$Fr_2 [N]$	2669,2
$Fa_{TC} [N]$	3549,4	$Fa_2 [N]$	2528,9
$R_{TC} [mm]$	40,9	$R_2 [mm]$	47,94
$a [mm]$	50	$b [mm]$	150
$L [mm]$	650	$c [mm]$	450

$$\begin{aligned}
\sum F_X = 0 &\Rightarrow F_{BX} = Fa_{TC} + Fa_2 \\
\sum F_Y = 0 &\Rightarrow F_{BY} + F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_2 \Rightarrow \\
&\Rightarrow F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_2 - F_{BY} \\
\sum F_Z = 0 &\Rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} + Ft_2 = Ft_{TC} \Rightarrow \\
&\Rightarrow F_{AZ} = Ft_{TC} - F_{BZ} - Ft_2 \\
\sum M(A)_Y = 0 &\Rightarrow Ft_2 \cdot (a + b) + F_{BZ} \cdot L = Ft_{TC} \cdot a \Rightarrow \\
&\Rightarrow F_{BZ} = \frac{Ft_{TC} \cdot a - Ft_2 \cdot (a + b)}{L} \\
\sum M(A)_Z = 0 &\Rightarrow Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_2 \cdot R_2 + Fr_{tc} \cdot a + Fr_2 \cdot (a + b) = F_{BY} \cdot L \Rightarrow \\
&\Rightarrow F_{BY} = \frac{Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_2 \cdot R_2 + Fr_{tc} \cdot a + Fr_2 \cdot (a + b)}{L}
\end{aligned}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

$F_{AY} [N]$	4374,0	$F_{BX} [N]$	6078,3
$F_{AZ} [N]$	3166,0	$F_{BY} [N]$	1343,6
		$F_{BZ} [N]$	-1087,4

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-489,32)^2 + 604,64} = 777,83 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 = 660 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$\begin{aligned}
d &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 777830)^2 + (1,5 \cdot 660000)^2}} \\
d_{min} &\geq 32,42 \text{ mm}
\end{aligned}$$

**5.7.1.4. Esfuerzos sobre el eje intermedio: primera velocidad**

$Ft_{TC}$ [N]	8052,4	$Ft_2$ [N]	6883,6
$Fr_{TC}$ [N]	3378,0	$Fr_2$ [N]	2669,2
$Fa_{TC}$ [N]	3549,4	$Fa_2$ [N]	2528,9
$R_{TC}$ [mm]	40,9	$R_2$ [mm]	47,94
$a$ [mm]	50	$b$ [mm]	150
$L$ [mm]	650	$c$ [mm]	450

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow F_{BX} = Fa_{TC} + Fa_2$$

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow F_{BY} + F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_2 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_2 - F_{BY}$$

$$\sum F_Z = 0 \Rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} + Ft_2 = Ft_{TC} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{AZ} = Ft_{TC} - F_{BZ} - Ft_2$$

$$\sum M(A)_Y = 0 \Rightarrow Ft_2 \cdot (a + b) + F_{BZ} \cdot L = Ft_{TC} \cdot a \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{BZ} = \frac{Ft_{TC} \cdot a - Ft_2 \cdot (a + b)}{L}$$

$$\sum M(A)_Z = 0 \Rightarrow Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_2 \cdot R_2 + Fr_{TC} \cdot a + Fr_2 \cdot (a + b) = F_{BY} \cdot L \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{BY} = \frac{Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_2 \cdot R_2 + Fr_{TC} \cdot a + Fr_2 \cdot (a + b)}{L}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

$F_{AY}$ [N]	4247,1	$F_{BX}$ [N]	6559,4
$F_{AZ}$ [N]	3716,4	$F_{BY}$ [N]	2146,8
		$F_{BZ}$ [N]	-3197,5

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-1119,12)^2 + 751,39^2} = 1347,97 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 = 660 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1347974)^2 + (1,5 \cdot 660000)^2}}$$

$$d_{min} \geq 36,87 \text{ mm}$$

#### 5.7.1.5. Esfuerzos sobre el eje intermedio: marcha atrás

$Ft_{TC} \text{ [N]}$	8052,4	$Ft_2 \text{ [N]}$	6883,6
$Fr_{TC} \text{ [N]}$	3378,0	$Fr_2 \text{ [N]}$	2669,2
$Fa_{TC} \text{ [N]}$	3549,4	$Fa_2 \text{ [N]}$	2528,9
$R_{TC} \text{ [mm]}$	40,9	$R_2 \text{ [mm]}$	47,94
$a \text{ [mm]}$	50	$b \text{ [mm]}$	150
$L \text{ [mm]}$	650	$c \text{ [mm]}$	450

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow F_{BX} = Fa_{TC} + Fa_2$$

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow F_{BY} + F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_2 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_2 - F_{BY}$$

$$\sum F_Z = 0 \Rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} + Ft_2 = Ft_{TC} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{AZ} = Ft_{TC} - F_{BZ} - Ft_2$$

$$\sum M(A)_Y = 0 \Rightarrow Ft_2 \cdot (a + b) + F_{BZ} \cdot L = Ft_{TC} \cdot a \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{BZ} = \frac{Ft_{TC} \cdot a - Ft_2 \cdot (a + b)}{L}$$

$$\sum M(A)_Z = 0 \Rightarrow Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_2 \cdot R_2 + Fr_{TC} \cdot a + Fr_2 \cdot (a + b) = F_{BY} \cdot L \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{BY} = \frac{Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_2 \cdot R_2 + Fr_{TC} \cdot a + Fr_2 \cdot (a + b)}{L}$$



Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

$F_{AY} [N]$	4247,1	$F_{BX} [N]$	3549,4
$F_{AZ} [N]$	3716,4	$F_{BY} [N]$	2061,8
		$F_{BZ} [N]$	-3716,7

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-1114)^2 + 618} = 1275,07 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 = 660 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1275070)^2 + (1,5 \cdot 660000)^2}}$$

$$d_{min} \geq 36,33 \text{ mm}$$

#### 5.7.1.6. Esfuerzos sobre el eje intermedio: cuarta velocidad

$Ft_{TC} [N]$	8052,4	$Ft_2 [N]$	6883,6
$Fr_{TC} [N]$	3378,0	$Fr_2 [N]$	2669,2
$Fa_{TC} [N]$	3549,4	$Fa_2 [N]$	2528,9
$R_{TC} [mm]$	40,9	$R_2 [mm]$	47,94
$a [mm]$	50	$b [mm]$	150
$L [mm]$	650	$c [mm]$	450

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow F_{BX} = Fa_{TC} + Fa_2$$

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow F_{BY} + F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_2 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_2 - F_{BY}$$

$$\begin{aligned}
\sum F_Z = 0 &\Rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} + Ft_2 = Ft_{TC} \Rightarrow \\
&\Rightarrow F_{AZ} = Ft_{TC} - F_{BZ} - Ft_2 \\
\sum M(A)_Y = 0 &\Rightarrow Ft_2 \cdot (a + b) + F_{BZ} \cdot L = Ft_{TC} \cdot a \Rightarrow \\
&\Rightarrow F_{BZ} = \frac{Ft_{TC} \cdot a - Ft_2 \cdot (a + b)}{L} \\
\sum M(A)_Z = 0 &\Rightarrow Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_2 \cdot R_2 + Fr_{tc} \cdot a + Fr_2 \cdot (a + b) = F_{BY} \cdot L \Rightarrow \\
&\Rightarrow F_{BY} = \frac{Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_3 \cdot R_3 + Fr_{tc} \cdot a + Fr_3 \cdot (a + b)}{L}
\end{aligned}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

$F_{AY} [N]$	3374,0	$F_{BX} [N]$	5991,6
$F_{AZ} [N]$	5673,3	$F_{BY} [N]$	2267,5
		$F_{BZ} [N]$	-3340,1

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-668,01)^2 + 453,49} = 807,40 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 = 660 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$\begin{aligned}
d &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 807398)^2 + (1,5 \cdot 660000)^2}} \\
d_{min} &\geq 32,66 \text{ mm}
\end{aligned}$$

**5.7.1.7. Esfuerzos sobre el eje intermedio: quinta velocidad**

$Ft_{TC}$ [N]	8052,4	$Ft_2$ [N]	6883,6
$Fr_{TC}$ [N]	3378,0	$Fr_2$ [N]	2669,2
$Fa_{TC}$ [N]	3549,4	$Fa_2$ [N]	2528,9
$R_{TC}$ [mm]	40,9	$R_2$ [mm]	47,94
$a$ [mm]	50	$b$ [mm]	150
$L$ [mm]	650	$c$ [mm]	450

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow F_{BX} = Fa_{TC} + Fa_2$$

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow F_{BY} + F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_2 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_2 - F_{BY}$$

$$\sum F_Z = 0 \Rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} + Ft_2 = Ft_{TC} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{AZ} = Ft_{TC} - F_{BZ} - Ft_2$$

$$\sum M(A)_Y = 0 \Rightarrow Ft_2 \cdot (a + b) + F_{BZ} \cdot L = Ft_{TC} \cdot a \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{BZ} = \frac{Ft_{TC} \cdot a - Ft_2 \cdot (a + b)}{L}$$

$$\sum M(A)_Z = 0 \Rightarrow Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_2 \cdot R_2 + Fr_{TC} \cdot a + Fr_2 \cdot (a + b) = F_{BY} \cdot L \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{BY} = \frac{Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_2 \cdot R_2 + Fr_{TC} \cdot a + Fr_2 \cdot (a + b)}{L}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

$F_{AY}$ [N]	3286,7	$F_{BX}$ [N]	6530,1
$F_{AZ}$ [N]	5882,0	$F_{BY}$ [N]	2767,3
		$F_{BZ}$ [N]	-4550,6

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-682,58)^2 + 415,09} = 798,89 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 = 660 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 798883)^2 + (1,5 \cdot 660000)^2}}$$

$$d_{\min} \geq 32,59 \text{ mm}$$

#### 5.7.1.8. Esfuerzos sobre el eje intermedio: sexta velocidad

$Ft_{TC} \text{ [N]}$	8052,4	$Ft_2 \text{ [N]}$	6883,6
$Fr_{TC} \text{ [N]}$	3378,0	$Fr_2 \text{ [N]}$	2669,2
$Fa_{TC} \text{ [N]}$	3549,4	$Fa_2 \text{ [N]}$	2528,9
$R_{TC} \text{ [mm]}$	40,9	$R_2 \text{ [mm]}$	47,94
$a \text{ [mm]}$	50	$b \text{ [mm]}$	150
$L \text{ [mm]}$	650	$c \text{ [mm]}$	450

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow F_{BX} = Fa_{TC} + Fa_2$$

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow F_{BY} + F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_2 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{AY} = Fr_{TC} + Fr_2 - F_{BY}$$

$$\sum F_Z = 0 \Rightarrow F_{AZ} + F_{BZ} + Ft_2 = Ft_{TC} \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{AZ} = Ft_{TC} - F_{BZ} - Ft_2$$

$$\sum M(A)_Y = 0 \Rightarrow Ft_2 \cdot (a + b) + F_{BZ} \cdot L = Ft_{TC} \cdot a \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{BZ} = \frac{Ft_{TC} \cdot a - Ft_2 \cdot (a + b)}{L}$$

$$\sum M(A)_Z = 0 \Rightarrow Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_2 \cdot R_2 + Fr_{tc} \cdot a + Fr_2 \cdot (a + b) = F_{BY} \cdot L \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{BY} = \frac{Fa_{TC} \cdot R_{TC} + Fa_2 \cdot R_2 + Fr_{tc} \cdot a + Fr_2 \cdot (a + b)}{L}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

$F_{AY} [N]$	2917,0	$F_{BX} [N]$	7098,9
$F_{AZ} [N]$	6813,6	$F_{BY} [N]$	3664,1
		$F_{BZ} [N]$	-6813,8

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-340,69)^2 + 183,20^2} = 386,83 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 = 660 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 386826)^2 + (1,5 \cdot 660000)^2}}$$

$$d_{min} \geq 29,45 \text{ mm}$$

## 5.7.2. Eje secundario

### 5.7.2.1. Esfuerzos sobre el eje secundario: tercera velocidad

$a [\text{mm}]$	50	$Ft_3 [N]$	5547,2
$L [\text{mm}]$	550	$Fr_3 [N]$	2172,5
$b [\text{mm}]$	500	$Fa_3 [N]$	2203,9
		$R_3 [mm]$	56,49

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow F_{CX} = Fa_3$$

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow F_{CY} = F_{DY} + Fr_3$$

$$\sum F_Z = 0 \Rightarrow F_{CZ} + F_{DZ} = Ft_3 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{CZ} = Ft_3 - F_{DZ}$$

$$\sum M(C)_Y = 0 \Rightarrow Ft_3 \cdot a + F_{DZ} \cdot L = F_0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{DZ} = -\frac{Ft_3 \cdot a}{L}$$

$$\sum M(C)_Z = 0 \Rightarrow Fr_3 \cdot a + F_{DY} \cdot L = Fa_3 \cdot R_3 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{DY} = \frac{Fa_3 \cdot R_3 - Fr_3 \cdot a}{L}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

$F_{DY} [N]$	28,9	$F_{CX} [N]$	2203,9
$F_{DZ} [N]$	-504,3	$F_{CY} [N]$	1668,2
		$F_{CZ} [N]$	5042,9

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-252,1)^2 + 83,4^2} = 265,6 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 \cdot \frac{66,45}{56,49} = 776,4 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 265581)^2 + (1,5 \cdot 776370)^2}}$$

$$d_{min} \geq 30,15 \text{ mm}$$

### 5.7.2.2. Esfuerzos sobre el eje secundario: segunda velocidad

$a [mm]$	100	$Ft_2 [N]$	6883,6
$L [mm]$	550	$Fr_2 [N]$	2669,2
$b [mm]$	450	$Fa_2 [N]$	2528,9
		$R_2 [mm]$	47,9

$$\begin{aligned}
 \sum F_X &= 0 \Rightarrow F_{CX} = Fa_3 \\
 \sum F_Y &= 0 \Rightarrow F_{CY} = F_{DY} + Fr_3 \\
 \sum F_Z &= 0 \Rightarrow F_{CZ} + F_{DZ} = Ft_3 \Rightarrow \\
 &\Rightarrow F_{CZ} = Ft_3 - F_{DZ} \\
 \sum M(C)_Y &= 0 \Rightarrow Ft_3 \cdot a + F_{DZ} \cdot L = F_0 \Rightarrow \\
 &\Rightarrow F_{DZ} = -\frac{Ft_3 \cdot a}{L} \\
 \sum M(C)_Z &= 0 \Rightarrow Fr_3 \cdot a + F_{DY} \cdot L = Fa_3 \cdot R_3 \Rightarrow \\
 &\Rightarrow F_{DY} = \frac{Fa_3 \cdot R_3 - Fr_3 \cdot a}{L}
 \end{aligned}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

$F_{DY} [N]$	-140,4	$F_{CX} [N]$	2528,9
$F_{DZ} [N]$	-1251,6	$F_{CY} [N]$	1417,6
		$F_{CZ} [N]$	5632,0

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-563,2)^2 + 331,2^2} = 580,8 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 \cdot \frac{75,00}{47,94} = 1032,6 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$\begin{aligned}
 d &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 563203)^2 + (1,5 \cdot 1032572)^2}} \\
 d_{min} &\geq 34,08 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

**5.7.2.3. Esfuerzos sobre el eje secundario: primera velocidad**

<b>a [mm]</b>	200	<b><math>Ft_2</math> [N]</b>	8270,0
<b>L [mm]</b>	550	<b><math>Fr_2</math> [N]</b>	3203,2
<b>b [mm]</b>	350	<b><math>Fa_2</math> [N]</b>	3010,0
		<b><math>R_2</math> [mm]</b>	39,90

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow F_{CX} = Fa_3$$

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow F_{CY} = F_{DY} + Fr_3$$

$$\begin{aligned} \sum F_Z = 0 &\Rightarrow F_{CZ} + F_{DZ} = Ft_3 \Rightarrow \\ &\Rightarrow F_{CZ} = Ft_3 - F_{DZ} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M(C)_Y = 0 &\Rightarrow Ft_3 \cdot a + F_{DZ} \cdot L = F_0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow F_{DZ} = -\frac{Ft_3 \cdot a}{L} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \sum M(C)_Z = 0 &\Rightarrow Fr_3 \cdot a + F_{DY} \cdot L = Fa_3 \cdot R_3 \Rightarrow \\ &\Rightarrow F_{DY} = \frac{Fa_3 \cdot R_3 - Fr_3 \cdot a}{L} \end{aligned}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

<b><math>F_{DY}</math> [N]</b>	-946,4	<b><math>F_{CX}</math> [N]</b>	3010,0
<b><math>F_{DZ}</math> [N]</b>	-3007,3	<b><math>F_{CY}</math> [N]</b>	195,9
		<b><math>F_{CZ}</math> [N]</b>	5262,7

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-1052,5)^2 + 331,2^2} = 1103,4 \text{ Nm}$$



$$T = 330 \cdot 2 \cdot \frac{83,03}{39,90} = 1373,3 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1103436)^2 + (1,5 \cdot 1373321)^2}}$$

$$d_{\min} \geq 39,89 \text{ mm}$$

#### 5.7.2.4. Esfuerzos sobre el eje secundario: marcha atrás

<b>a [mm]</b>	250	<b><i>Ft<sub>R</sub></i> [N]</b>	8052,7
<b>L [mm]</b>	550	<b><i>Fr<sub>R</sub></i> [N]</b>	2930,9
<b>b [mm]</b>	300	<b><i>Fa<sub>R</sub></i> [N]</b>	0
		<b><i>R<sub>R</sub></i> [mm]</b>	67,18

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow F_{CX} = Fa_3$$

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow F_{CY} = F_{DY} + Fr_3$$

$$\sum F_Z = 0 \Rightarrow F_{CZ} + F_{DZ} = Ft_3 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{CZ} = Ft_3 - F_{DZ}$$

$$\sum M(C)_Y = 0 \Rightarrow Ft_3 \cdot a + F_{DZ} \cdot L = F_0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{DZ} = -\frac{Ft_3 \cdot a}{L}$$

$$\sum M(C)_Z = 0 \Rightarrow Fr_3 \cdot a + F_{DY} \cdot L = Fa_3 \cdot R_3 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{DY} = \frac{Fa_3 \cdot R_3 - Fr_3 \cdot a}{L}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

<b><i>F<sub>DY</sub></i> [N]</b>	-1332,2	<b><i>F<sub>CX</sub></i> [N]</b>	-
<b><i>F<sub>DZ</sub></i> [N]</b>	-3660,3	<b><i>F<sub>CY</sub></i> [N]</b>	-729,4
		<b><i>F<sub>CZ</sub></i> [N]</b>	4392,4

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-1098,1)^2 + 399,7^2} = 1168,6 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 \cdot \frac{67,18}{37,50} = 1182,5 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1098100)^2 + (1,5 \cdot 1182500)^2}}$$

$$d_{min} \geq 38,15 \text{ mm}$$

#### 5.7.2.5. Esfuerzos sobre el eje secundario: cuarta velocidad

<b>a [mm]</b>	350	<b><i>Ft<sub>4</sub></i> [N]</b>	5719,2
<b>L [mm]</b>	550	<b><i>Fr<sub>4</sub></i> [N]</b>	2263,5
<b>b [mm]</b>	200	<b><i>Fa<sub>4</sub></i> [N]</b>	2442,2
		<b><i>R<sub>4</sub></i> [mm]</b>	65,24

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow F_{CX} = Fa_3$$

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow F_{CY} = F_{DY} + Fr_3$$

$$\sum F_Z = 0 \Rightarrow F_{CZ} + F_{DZ} = Ft_3 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{CZ} = Ft_3 - F_{DZ}$$

$$\sum M(C)_Y = 0 \Rightarrow Ft_3 \cdot a + F_{DZ} \cdot L = F_0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{DZ} = -\frac{Ft_3 \cdot a}{L}$$

$$\sum M(C)_Z = 0 \Rightarrow Fr_3 \cdot a + F_{DY} \cdot L = Fa_3 \cdot R_3 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{DY} = \frac{Fa_3 \cdot R_3 - Fr_3 \cdot a}{L}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

$F_{DY} [N]$	-1150,7	$F_{CX} [N]$	2442,2
$F_{DZ} [N]$	-3639,5	$F_{CY} [N]$	-1376,0
		$F_{CZ} [N]$	2079,7

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-727,9)^2 + 481,6^2} = 872,8 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 \cdot \frac{65,24}{57,70} = 746,2 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 872800)^2 + (1,5 \cdot 746200)^2}}$$

$$d_{min} \geq 33,73 \text{ mm}$$

#### 5.7.2.6. Esfuerzos sobre el eje secundario: quinta velocidad

$a [\text{mm}]$	400	$Ft_5 [N]$	6721,0
$L [\text{mm}]$	550	$Fr_5 [N]$	2676,0
$b [\text{mm}]$	150	$Fa_5 [N]$	2980,7
		$R_5 [mm]$	73,84

$$\sum F_X = 0 \Rightarrow F_{CX} = Fa_3$$

$$\sum F_Y = 0 \Rightarrow F_{CY} = F_{DY} + Fr_3$$

$$\sum F_Z = 0 \Rightarrow F_{CZ} + F_{DZ} = Ft_3 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow F_{CZ} = Ft_3 - F_{DZ}$$

$$\begin{aligned}\sum M(C)_Y = 0 &\Rightarrow Ft_3 \cdot a + F_{DZ} \cdot L = F_0 \Rightarrow \\ &\Rightarrow F_{DZ} = -\frac{Ft_3 \cdot a}{L} \\ \sum M(C)_Z = 0 &\Rightarrow Fr_3 \cdot a + F_{DY} \cdot L = Fa_3 \cdot R_3 \Rightarrow \\ &\Rightarrow F_{DY} = \frac{Fa_3 \cdot R_3 - Fr_3 \cdot a}{L}\end{aligned}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

$F_{DY} [N]$	-1546,0	$F_{CX} [N]$	2980,7
$F_{DZ} [N]$	-4887,9	$F_{CY} [N]$	-2212,0
		$F_{CZ} [N]$	1833,0

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-733,2)^2 + 884,8^2} = 1149,1 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 \cdot \frac{73,84}{49,10} = 992,5 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 1149100)^2 + (1,5 \cdot 992500)^2}}$$

$$d_{min} \geq 37,01 \text{ mm}$$

#### 5.7.2.7. Esfuerzos sobre el eje secundario: sexta velocidad

<b>a [mm]</b>	500	<b>Ft<sub>6</sub> [N]</b>	8052,7
<b>L [mm]</b>	550	<b>Fr<sub>6</sub> [N]</b>	3206,0
<b>b [mm]</b>	50	<b>Fa<sub>6</sub> [N]</b>	3549,5
		<b>R<sub>6</sub> [mm]</b>	81,96

$$\begin{aligned}
 \sum F_X &= 0 \Rightarrow F_{CX} = Fa_3 \\
 \sum F_Y &= 0 \Rightarrow F_{CY} = F_{DY} + Fr_3 \\
 \sum F_Z &= 0 \Rightarrow F_{CZ} + F_{DZ} = Ft_3 \Rightarrow \\
 &\Rightarrow F_{CZ} = Ft_3 - F_{DZ} \\
 \sum M(C)_Y &= 0 \Rightarrow Ft_3 \cdot a + F_{DZ} \cdot L = F_0 \Rightarrow \\
 &\Rightarrow F_{DZ} = -\frac{Ft_3 \cdot a}{L} \\
 \sum M(C)_Z &= 0 \Rightarrow Fr_3 \cdot a + F_{DY} \cdot L = Fa_3 \cdot R_3 \Rightarrow \\
 &\Rightarrow F_{DY} = \frac{Fa_3 \cdot R_3 - Fr_3 \cdot a}{L}
 \end{aligned}$$

Así, las reacciones resultantes sobre los rodamientos de apoyo son las siguientes:

$F_{DY} [N]$	-2382,9	$F_{CX} [N]$	3549,5
$F_{DZ} [N]$	-7320,6	$F_{CY} [N]$	-4117,6
		$F_{CZ} [N]$	732,1

Es necesario calcular los momentos flectores máximos, así como el torsor para poder introducirlos en la ecuación (46) y calcular el diámetro mínimo de la sección.

A continuación, se obtiene el momento flector resultante:

$$M = \sqrt{M_Z^2 + M_Y^2} = \sqrt{(-366,0)^2 + 2058,8} = 2091,1 \text{ Nm}$$

$$T = 330 \cdot 2 \cdot \frac{81,96}{40,98} = 1320,0 \text{ Nm}$$

Utilizando la ecuación (46):

$$\begin{aligned}
 d &\geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot n}{\sigma_f} \cdot \sqrt{(C_M \cdot M)^2 + (C_T \cdot T)^2}} \geq \sqrt[3]{\frac{32 \cdot 1,5}{70} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 2091100)^2 + (1,5 \cdot 1320000)^2}} \\
 d_{min} &\geq 43,55 \text{ mm}
 \end{aligned}$$

Así, los diámetros obtenidos para cada sección, tanto para el eje intermedio como para el secundario, quedan representados en la **Tabla 20**: Diámetros de las diferentes secciones de los ejes.

**Tabla 20:** *Diámetros de las diferentes secciones de los ejes.*

	Diámetro de la sección [mm]	
	Eje primario	Eje secundario
<b>Toma constante</b>	30,03	-
<b>1<sup>a</sup></b>	36,87	38,90
<b>2<sup>a</sup></b>	32,42	34,08
<b>3<sup>a</sup></b>	31,59	30,15
<b>4<sup>a</sup></b>	32,66	33,73
<b>5<sup>a</sup></b>	32,59	37,02
<b>6<sup>a</sup></b>	29,46	43,55
<b>Marcha atrás</b>	36,33	38,15

Estos diámetros representan la sección mínima que debe tener el eje para poder transmitir los esfuerzos calculados en los apartados anteriores. Estos valores sufrirán cambios de modo que las secciones puedan albergar los rodamientos seleccionados. Estos cambios quedan reflejados en el documento de planos.

## 5.8. Cálculo de los rodamientos

Las cargas calculadas en el apartado anterior en los puntos A, B, C y D son cargas que se aplican sobre los rodamientos que sirven de apoyos para los ejes. Los rodamientos sufren la acción de cargas axiales y radiales.

### 5.8.1. Eje intermediario

En la **Tabla 21** se muestran las fuerzas que aparecen sobre los apoyos A y B del eje intermediario.

**Tabla 21:** Cargas en los apoyos del eje intermediario.

Marcha	Carga axial [N]	Carga radial A [N]	Carga radial B [N]
1ª	6559,4	4434,4	2146,8
2ª	6078,3	4206,9	1343,6
3ª	5753,3	4374,0	1176,5
4ª	5991,6	3374,0	2267,5
5ª	6530,1	3286,7	2767,3
6ª	7098,9	2917,0	3664,1
Marcha atrás	3549,4	4247,1	2061,8

#### 5.8.1.1. Rodamiento del apoyo A

Debido a las condiciones en las cuales se ha diseñado el eje intermediario, éste se encontrará apoyado sobre un rodamiento de rodillos cilíndricos en el apoyo A (únicamente hay carga radial) mientras que se usará un rodamiento de bolas en B (hay carga radial y axial).

A continuación, se calculará el porcentaje de horas de uso que le corresponde a cada marcha sobre el total, para ello, utilizaremos los datos de la **Tabla 8**, usada para calcular el módulo de los engranajes. Se considerará válida la hipótesis de velocidad angular constante para poder calcular la carga equivalente a la que se someten los rodamientos, de esta forma, se puede utilizar la siguiente expresión para calcular la misma:

$$F_{eq} = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 \cdot t_1}{100} + \frac{F_2^3 \cdot t_2}{100} + \frac{F_3^3 \cdot t_3}{100} + \frac{F_4^3 \cdot t_4}{100} + \frac{F_5^3 \cdot t_5}{100} + \frac{F_6^3 \cdot t_6}{100} + \frac{F_{ma}^3 \cdot t_{ma}}{100}} \quad (47)$$

Donde:

$F_{eq}$ : Carga equivalente.

$F_i$ : Fuerza equivalente que se ejerce en cada marcha.

$t_i$ : porcentaje de uso respecto del total de cada marcha.

Para calcular la fuerza equivalente en cada marcha, utilizaremos la siguiente expresión:

$$F_i = (X \cdot V \cdot F_{radial} + Y \cdot F_{axial}) \cdot n \quad (48)$$

Donde:

$n$ : Coeficiente de seguridad. Se utilizará 1,2.

$X, V$  e  $Y$ : Coeficientes para cada rodamiento en particular. Obtenidos del catálogo de SKF. Se explicarán en cada caso.

De esta forma, para el apoyo A, donde únicamente hay carga radial,  $F_a = 0$  y  $V=1$ . Así, las cargas obtenidas son las siguientes.

$$F_1 = 1 \cdot 1 \cdot 4434,4 \cdot 1,2 = 5,321 \text{ kN}$$

$$F_2 = 1 \cdot 1 \cdot 4506,9 \cdot 1,2 = 5,048 \text{ kN}$$

$$F_3 = 1 \cdot 1 \cdot 4374,0 \cdot 1,2 = 5,248 \text{ kN}$$

$$F_4 = 1 \cdot 1 \cdot 3374,0 \cdot 1,2 = 4,048 \text{ kN}$$

$$F_5 = 1 \cdot 1 \cdot 3286,7 \cdot 1,2 = 3,944 \text{ kN}$$

$$F_6 = 1 \cdot 1 \cdot 2917,0 \cdot 1,2 = 3,500 \text{ kN}$$

$$F_1 = 1 \cdot 1 \cdot 4247,1 \cdot 1,2 = 5,096 \text{ kN}$$

A continuación, se obtiene la carga equivalente total para el rodamiento A utilizando la expresión (47):

$$F_{eqA} = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 \cdot t_1}{100} + \frac{F_2^3 \cdot t_2}{100} + \frac{F_3^3 \cdot t_3}{100} + \frac{F_4^3 \cdot t_4}{100} + \frac{F_5^3 \cdot t_5}{100} + \frac{F_6^3 \cdot t_6}{100} + \frac{F_{ma}^3 \cdot t_{ma}}{100}}$$

$$F_{eqA} = 4,736 \text{ kN}$$

La vida de la caja de cambios es de 3.125 horas, por lo tanto, podemos calcular el número de revoluciones que ha dado el rodamiento para obtener el valor L:

$$L_A = 3125 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{4500 \text{ rev}}{1 \text{ min}} = 8,438 \cdot 10^8 \text{ revoluciones}$$

El valor L10 es el valor L corregido estadísticamente para una probabilidad de fallo del 10 %, para ello se utilizará la siguiente expresión:



$$L_{10} = \frac{L}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{R} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} \quad (49)$$

Así, para el rodamiento A y una probabilidad de fallo del 10%:

$$L_{10} = \frac{8,438 \cdot 10^8}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{0,90} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 8,494 \cdot 10^8 \text{ revoluciones}$$

Por último, es necesario calcular la capacidad de carga del rodamiento, para ello se utiliza la fórmula de la norma UNE 18113:

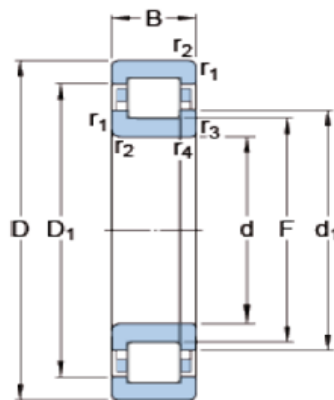
$$C_A = F_{eqA} \cdot (L_{10A})^{\frac{1}{a}}$$

Donde  $a=3$  para rodamientos de bolas y  $a=10/3$  para rodamientos de rodillos.

Así,

$$C_A = 4736 \cdot 849,45^{\frac{3}{10}} = 35822,3 \text{ N}$$

Con el valor obtenido de C, yendo al catálogo de rodamientos de SKF, para un diámetro de agujero de 30 mm (diámetro de la toma constante) el rodamiento adecuado sería el rodamiento NUP 206 ECP. Las características del rodamiento son las siguientes:  $C=44 \text{ kN}$ ;  $D=62 \text{ mm}$  y  $d=30 \text{ mm}$ .



d	30	mm
D	62	mm
B	16	mm
d <sub>1</sub>	≈ 41.2	mm
D <sub>1</sub>	≈ 51.95	mm
F	37.5	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1	mm
r <sub>3,4</sub>	min. 0.6	mm

**Figura 5.7:** Rodamiento A del eje intermediario. NUP 206 ECP. SKF

### 5.8.1.2. Rodamiento del apoyo B

Siguiendo el mismo método empleado para calcular el rodamiento en A se procede a calcular el rodamiento en B. En este caso será un rodamiento de bolas, ya que deberá soportar tanto carga axial como radial.

Para calcular los valores de las cargas equivalentes de cada marcha, se usará la siguiente relación que ofrece SKF para sus rodamientos.

$$\text{- Si } \frac{F_{axial}}{F_{radial}} > 1,4; X = 0,56 \text{ e } Y = 1,63$$

$$\text{- Si } \frac{F_{axial}}{F_{radial}} \leq 1,4; X = 1 \text{ e } Y = 0$$

$$F_i = (X \cdot V \cdot F_{radial} + Y \cdot F_{axial}) \cdot n$$

De esta forma las fuerzas obtenidas son las siguientes:

$$F_1 = (0,56 \cdot 1 \cdot 2146,8 + 1,63 \cdot 6559,4) = 14,272 \text{ kN}$$

$$F_2 = (0,56 \cdot 1 \cdot 1343,6 + 1,63 \cdot 6078,3) = 12,792 \text{ kN}$$

$$F_3 = (0,56 \cdot 1 \cdot 1176,5 + 1,63 \cdot 5753,3) = 12,044 \text{ kN}$$

$$F_4 = (0,56 \cdot 1 \cdot 2267,5 + 1,63 \cdot 5991,6) = 13,243 \text{ kN}$$

$$F_5 = (0,56 \cdot 1 \cdot 2767,3 + 1,63 \cdot 6530,1) = 14,632 \text{ kN}$$

$$F_6 = (0,56 \cdot 1 \cdot 3664,1 + 1,63 \cdot 7098,9) = 16,345 \text{ kN}$$

$$F_{MA} = (0,56 \cdot 1 \cdot 2061,8 + 1,63 \cdot 3549,4) = 8,414 \text{ kN}$$

Utilizando la expresión (47), la fuerza equivalente obtenida para el rodamiento B es:

$$F_{eqB} = 11,417 \text{ kN}$$

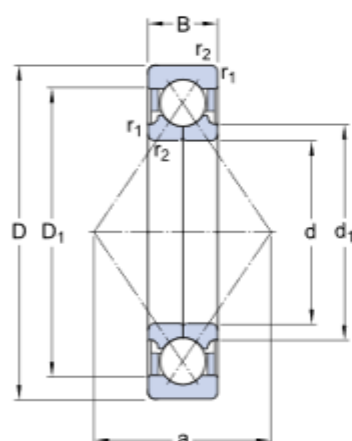
El valor de la vida corregida es:

$$L_{10} = \frac{4,438 \cdot 10^8}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{0,90} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 3,077 \cdot 10^8 \text{ revoluciones}$$

El valor de la capacidad de carga requerido es entonces:

$$C_A = F_{eqA} \cdot (L_{10A})^{\frac{1}{a}} = 11,417 \cdot 307,4^{\frac{1}{3}} = 76,9 \text{ kN}$$

A través del catálogo de SKF se obtiene que el rodamiento de bolas más adecuado es el rodamiento QJ 308 MA, cuyas características se muestran a continuación. La capacidad de carga del rodamiento es de 78 kN, d=40 mm y D=90 mm.



d	40	mm
D	90	mm
B	23	mm
d <sub>1</sub>	≈ 52	mm
D <sub>1</sub>	≈ 72.5	mm
a	46	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.5	mm

**Figura 5.8:** Rodamiento B del eje intermediario. QJ 380 MA. SKF

### 5.8.2. Eje secundario

La configuración de apoyos del eje secundario es igual que la del eje intermediario, únicamente se ha invertido la posición de los apoyos. En este caso, el apoyo en C es un apoyo fijo, por lo tanto, el rodamiento deberá soportar cargas axiales, para ello se ha optado por un rodamiento de bolas. Por el otro lado, el rodamiento en D únicamente deberá soportar cargas radiales, ya que es un apoyo móvil, para ello se ha optado por un rodamiento de rodillos cilíndricos. Las cargas que aparecen en ambos apoyos quedan reflejadas en la **Tabla 22**.

**Tabla 22:** Reacciones que aparecen en los apoyos C y D del eje secundario.

Marcha	Carga axial [N]	Carga radial C [N]	Carga radial D [N]
1 <sup>a</sup>	3010,0	195,9	946,40
2 <sup>a</sup>	2528,9	1417,6	140,4
3 <sup>a</sup>	2203,9	1668,2	504,3
4 <sup>a</sup>	2442,2	2079,7	1150,7
5 <sup>a</sup>	2980,7	2212,0	1546,0
6 <sup>a</sup>	3549,5	4117,6	2382,9
Marcha atrás	0	4392,4	1332,2

### 5.8.2.1. Rodamiento del apoyo C

Se sigue el mismo método empleado en los dos apartados anteriores. Utilizando las correlaciones que proporciona SKF para la selección de sus rodamientos se tiene que:

$$F_i = (X \cdot V \cdot F_{radial} + Y \cdot F_{axial}) \cdot n$$

Donde al ser un rodamiento sin carga axial,  $F_a=0$  y  $V=1$ . De esta forma se obtienen las fuerzas provocadas por cada marcha:

$$F_1 = 1 \cdot 1 \cdot 195,9 \cdot 1,2 = 5,321 \text{ kN}$$

$$F_2 = 1 \cdot 1 \cdot 1417,6 \cdot 1,2 = 5,048 \text{ kN}$$

$$F_3 = 1 \cdot 1 \cdot 1668,2 \cdot 1,2 = 5,248 \text{ kN}$$

$$F_4 = 1 \cdot 1 \cdot 2079,7 \cdot 1,2 = 4,048 \text{ kN}$$

$$F_5 = 1 \cdot 1 \cdot 2212,0 \cdot 1,2 = 3,944 \text{ kN}$$

$$F_6 = 1 \cdot 1 \cdot 4117,6 \cdot 1,2 = 3,500 \text{ kN}$$

$$F_{ma} = 1 \cdot 1 \cdot 4394,4 \cdot 1,2 = 5,096 \text{ kN}$$

Así, la fuerza equivalente, utilizando la expresión (47) es:

$$F_{eqC} = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 \cdot t_1}{100} + \frac{F_2^3 \cdot t_2}{100} + \frac{F_3^3 \cdot t_3}{100} + \frac{F_4^3 \cdot t_4}{100} + \frac{F_5^3 \cdot t_5}{100} + \frac{F_6^3 \cdot t_6}{100} + \frac{F_{ma}^3 \cdot t_{ma}}{100}}$$

$$F_{eqC} = 2,689 \text{ kN}$$

El número de vueltas que da el rodamiento a lo largo de su vida es:

$$L_C = 3125 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{4500 \text{ rev}}{1 \text{ min}} = 8,438 \cdot 10^8 \text{ revoluciones}$$

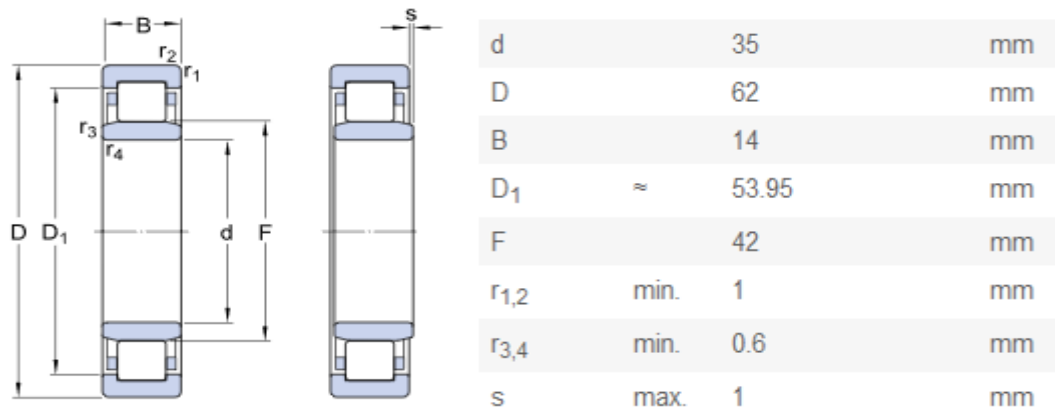
La vida corregida se obtiene mediante la siguiente expresión:

$$L_{10,C} = \frac{8,438 \cdot 10^8}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{0,90} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 8,494 \cdot 10^8 \text{ revoluciones}$$

Por lo tanto, la capacidad de carga es:

$$C_C = F_{eqC} \cdot (L_{10C})^{\frac{1}{a}} = 2,689 \cdot 849,4^{\frac{3}{10}} = 20,34 \text{ kN}$$

De esta forma, buscando en el catálogo de SKF para rodamientos de rodillos cilíndricos se elige el inmediatamente superior siendo el rodamiento NU 1007 ECP el más adecuado con  $C=35,8 \text{ kN}$ ,  $d=35 \text{ mm}$  y  $D= 62 \text{ mm}$ .



**Figura 5.9:** Rodamiento C del eje secundario. Tipo NU 1007 ECP. SKF

### 5.8.2.2. Rodamiento del apoyo D

Para elegir el rodamiento del apoyo D (cargas radiales y axiales) se ha optado por un rodamiento de bolas con contacto angular en cuatro puntos (mismo rodamiento que en el eje intermediario). Se ha usado el mismo método que en el rodamiento del eje primario por lo tanto para ver de dónde se obtienen las ecuaciones empleadas, ver 5.8.1.

$$\text{- Si } \frac{F_{axial}}{F_{radial}} > 1,4; X = 0,56 \text{ e } Y = 1,63$$

$$\text{- Si } \frac{F_{axial}}{F_{radial}} \leq 1,4; X = 1 \text{ e } Y = 0$$

$$F_i = (X \cdot V \cdot F_{radial} + Y \cdot F_{axial}) \cdot n$$

Las fuerzas que produce cada marcha son:

$$F_1 = 1,2 \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 946,40 + 1,63 \cdot 3010,0) = 6,523 \text{ kN}$$

$$F_2 = 1,2 \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 140,4 + 0) = 0,09 \text{ kN}$$

$$F_3 = 1,2 \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 504,3 + 0) = 0,339 \text{ kN}$$

$$F_4 = 1,2 \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 1150,7 + 1,63 \cdot 2442,2) = 5,550 \text{ kN}$$

$$F_5 = 1,2 \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 1546,0 + 1,63 \cdot 2980,7) = 6,869 \text{ kN}$$

$$F_6 = 1,2 \cdot (0,56 \cdot 1 \cdot 2382,9 + 1,63 \cdot 3549,5) = 8,542 \text{ kN}$$

$$F_{MA} = 1,2 \cdot (0 + 1,63 \cdot 1332,2) = 2,605 \text{ kN}$$

La fuerza equivalente obtenida es:

$$F_{eqD} = \sqrt[3]{\frac{F_1^3 \cdot t_1}{100} + \frac{F_2^3 \cdot t_2}{100} + \frac{F_3^3 \cdot t_3}{100} + \frac{F_4^3 \cdot t_4}{100} + \frac{F_5^3 \cdot t_5}{100} + \frac{F_6^3 \cdot t_6}{100} + \frac{F_{ma}^3 \cdot t_{ma}}{100}}$$

$$F_{eqC} = 6,15 \text{ kN}$$

Se calcula la vida del rodamiento y la vida corregida:

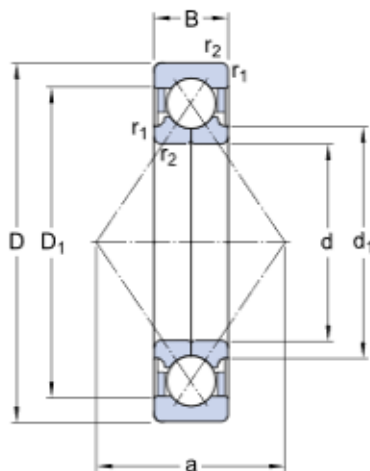
$$L_D = 3125 \text{ h} \cdot \frac{60 \text{ min}}{1 \text{ h}} \cdot \frac{4500 \text{ rev}}{1 \text{ min}} = 8,438 \cdot 10^8 \text{ revoluciones}$$

$$L_{10,D} = \frac{8,438 \cdot 10^8}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln\left(\frac{1}{0,90}\right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 8,494 \cdot 10^8 \text{ revoluciones}$$

Se obtiene la capacidad de carga del rodamiento:

$$C_D = F_{eqD} \cdot (L_{10D})^{\frac{1}{a}} = 6,15 \cdot 849,4^{\frac{1}{3}} = 58,24 \text{ kN}$$

Por lo tanto, seleccionando el rodamiento de bolas que tenga la capacidad de carga inmediatamente superior a la calculada se elige el rodamiento adecuado. En este caso, el rodamiento es el QJ 209 MA con  $C=63 \text{ kN}$ ,  $d=45 \text{ mm}$  y  $D=85 \text{ mm}$ .



d	45	mm
D	85	mm
B	19	mm
d <sub>1</sub>	≈ 54.5	mm
D <sub>1</sub>	≈ 72	mm
a	46	mm
r <sub>1,2</sub>	min. 1.1	mm

**Figura 5.10:** Rodamiento D del eje secundario. Tipo QJ 209 MA. SKF

### 5.8.3. Rodamientos de las ruedas locas

Las ruedas dentadas que van situadas sobre el eje secundario deben girar locas hasta que el sincronizador selecciona una de ellas. En ese momento girarán solidariamente con el eje. Para este tipo de situaciones en las cuales el espacio es muy limitado ya que no

se puede realizar un agujero muy grande en los engranajes, los rodamientos más adecuados son los de agujas.

Aunque la sección de los elementos rodantes sea muy pequeña, la capacidad de carga de los mismos es muy elevada. Se asumirá que únicamente actúan cargas radiales en el rodamiento, aunque en el extremo del diente haya una pequeña carga axial. De esta forma, las correlaciones que proporciona SKF son las siguientes:

$$F_i = (X \cdot V \cdot F_{radial} + Y \cdot F_{axial}) \cdot n$$

Donde  $F_a=0$ ;  $V=1$  y  $X=1$ . Para el coeficiente de seguridad se seguirá empleando el valor 1,2.

Además, cada rodamiento tendrá una vida diferente, ya que el porcentaje de uso en cada marcha no es igual para todas. De esta forma, la vida en número de revoluciones de cada marcha queda reflejada en la siguiente tabla. Para obtener los valores se ha utilizado el mismo método que en el eje intermediario, pero dividiendo el número de revoluciones por la relación de marcha correspondiente.

**Tabla 23:** Vida de cada elemento del eje secundario.

<b>Marcha</b>	<b>Número de revoluciones totales [millones de revoluciones]</b>
<b>1ª</b>	10,18
<b>2ª</b>	40,46
<b>3ª</b>	89,85
<b>4ª</b>	166,88
<b>5ª</b>	125,88
<b>6ª</b>	126,63
<b>Marcha atrás</b>	2,41

#### 5.8.3.1. Primera marcha

$$F_R = 3202,2 \text{ N}$$

$$F_T = 8270,0 \text{ N}$$

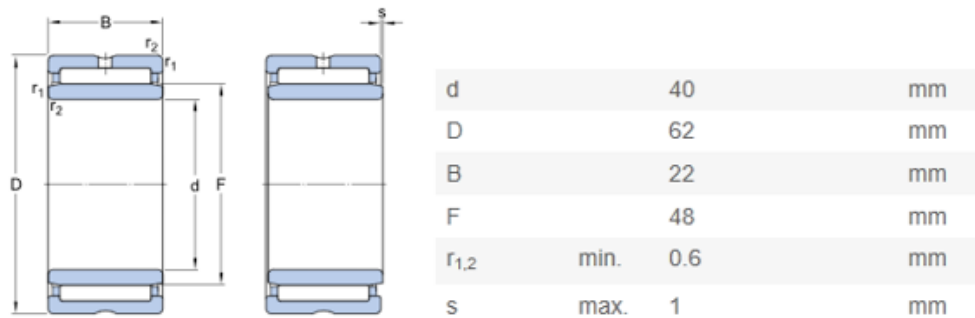
$$F_{total} = \sqrt{F_R^2 + F_T^2} = \sqrt{3202,2^2 + 8270,0^2} = 8868,3 \text{ N}$$

$$F_{eq} = (1 \cdot 1 \cdot 8868,3) \cdot 1,2 = 10,64 \text{ kN}$$

$$L_{10} = \frac{10,18 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{0,90} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 10,24 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$C = F_{eq} \cdot (L_{10D})^{\frac{1}{a}} = 10,64 \cdot 10,24^{\frac{1}{3}} = 23,11 \text{ kN}$$

A través del catálogo de rodamientos, se observa que el inmediatamente superior en capacidad de carga con un diámetro suficiente para albergar el eje es el modelo NA 4908 con  $C=42,9 \text{ kN}$ .



**Figura 5.11:** Rodamiento NA 4908. SKF.

### 5.8.3.2. Segunda marcha

$$F_R = 2669,2 \text{ N}$$

$$F_T = 6883,6 \text{ N}$$

$$F_{total} = \sqrt{F_R^2 + F_T^2} = \sqrt{2669,2^2 + 6883,6^2} = 7382,9 \text{ N}$$

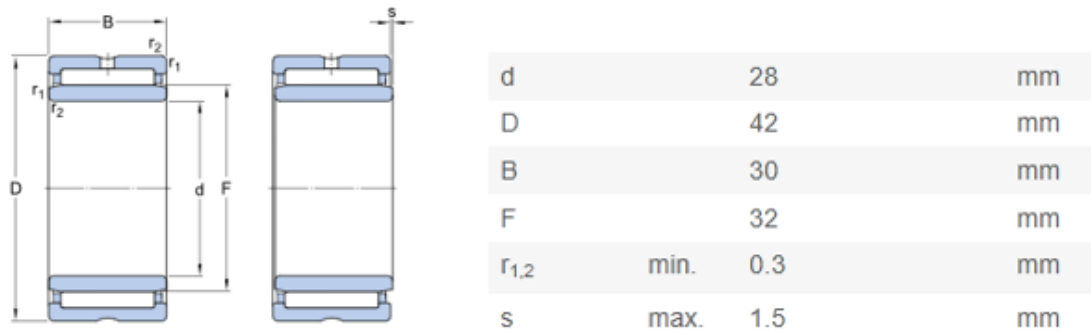
$$F_{eq} = (1 \cdot 1 \cdot 7382,9) \cdot 1,2 = 8,86 \text{ kN}$$

$$L_{10} = \frac{40,46 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{0,90} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 40,73 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$C = F_{eq} \cdot (L_{10D})^{\frac{1}{a}} = 10,64 \cdot 40,73^{\frac{1}{3}} = 30,48 \text{ kN}$$

En este caso, el rodamiento empleado es el modelo NKI 28/30. Con una capacidad de carga  $C=34,1 \text{ kN}$ .





**Figura 5.12:** Rodamiento de la serie NKI 28/30. SKF.

### 5.8.3.3. Tercera marcha

$$F_R = 2172,5 \text{ N}$$

$$F_T = 5547,2 \text{ N}$$

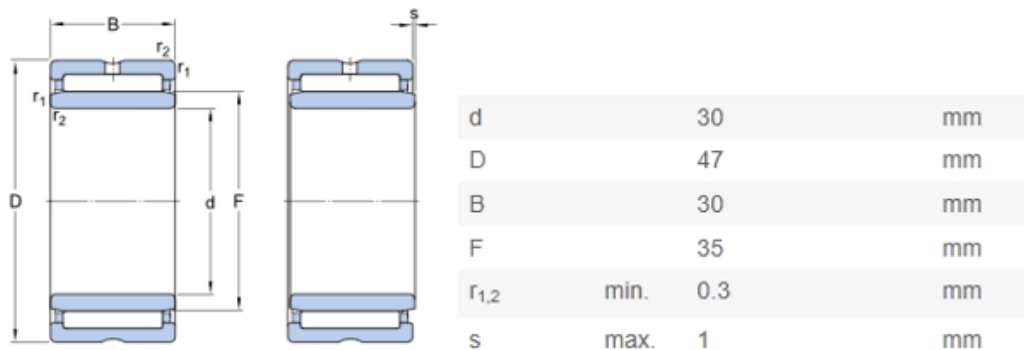
$$F_{total} = \sqrt{F_R^2 + F_T^2} = \sqrt{2172,5^2 + 5547,2^2} = 5957,4 \text{ N}$$

$$F_{eq} = (1 \cdot 1 \cdot 5957,4) \cdot 1,2 = 7,15 \text{ kN}$$

$$L_{10} = \frac{89,85 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{0,90} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 90,45 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$C = F_{eq} \cdot (L_{10D})^{\frac{1}{a}} = 7,15 \cdot 90,45^{\frac{1}{3}} = 32,09 \text{ kN}$$

En este caso, el rodamiento elegido es el modelo NA 6906. Con una capacidad de carga  $C=42,9 \text{ kN}$ .



**Figura 5.13:** Rodamiento de la serie NA 6906. SKF.

**5.8.3.4. Cuarta marcha**

$$F_R = 2263,5 \text{ N}$$

$$F_T = 5719,2 \text{ N}$$

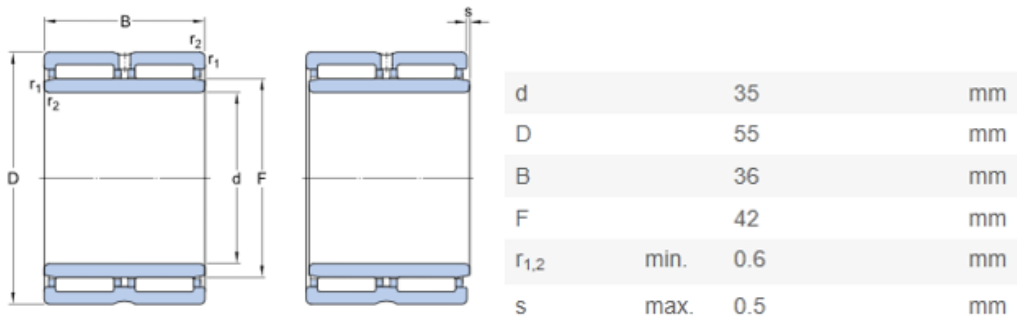
$$F_{total} = \sqrt{F_R^2 + F_T^2} = \sqrt{2263,5^2 + 5719,2^2} = 6150,9 \text{ N}$$

$$F_{eq} = (1 \cdot 1 \cdot 6150,9) \cdot 1,2 = 7,39 \text{ kN}$$

$$L_{10} = \frac{166,88 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot [\ln(\frac{1}{0,90})]^{\frac{1}{1,483}}} = 167,00 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$C = F_{eq} \cdot (L_{10D})^{\frac{1}{a}} = 7,39 \cdot 167,00^{\frac{1}{3}} = 40,70 \text{ kN}$$

En este caso, el rodamiento escogido ha sido el siguiente al anterior. Es decir, el modelo NA 6907. Con  $C=48,4 \text{ kN}$ .



**Figura 5.14:** Rodamiento NA 6907. SKF.

**5.8.3.5. Quinta marcha**

$$F_R = 2676,0 \text{ N}$$

$$F_T = 6721,0 \text{ N}$$

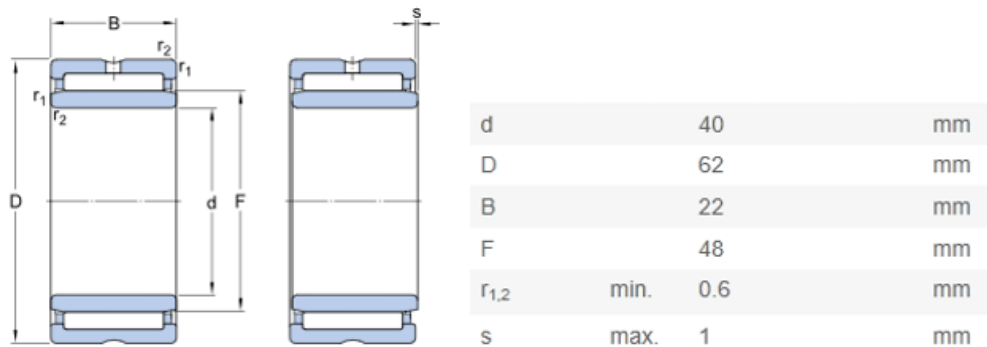
$$F_{total} = \sqrt{F_R^2 + F_T^2} = \sqrt{2676,0^2 + 6721,0^2} = 7234,1 \text{ N}$$

$$F_{eq} = (1 \cdot 1 \cdot 7234,1) \cdot 1,2 = 8,68 \text{ kN}$$

$$L_{10} = \frac{125,88 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot [\ln(\frac{1}{0,90})]^{\frac{1}{1,483}}} = 126,72 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$C = F_{eq} \cdot (L_{10D})^{\frac{1}{a}} = 8,68 \cdot 126,72^{\frac{1}{3}} = 42,59 \text{ kN}$$

Para la quinta velocidad, consultando el catálogo, se ve que el modelo adecuado es el NA 4908. Con una capacidad de carga  $C = 42,9 \text{ kN}$ .



**Figura 5.15:** Rodamiento NA 4908. SKF.

### 5.8.3.6. Sexta marcha

$$F_R = 3203,0 \text{ N}$$

$$F_T = 8052,7 \text{ N}$$

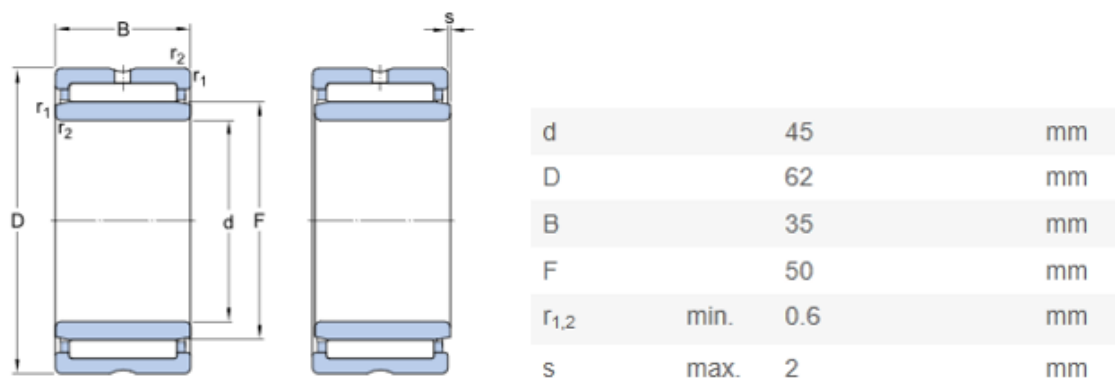
$$F_{total} = \sqrt{F_R^2 + F_T^2} = \sqrt{3203,0^2 + 8052,7^2} = 8666,4 \text{ N}$$

$$F_{eq} = (1 \cdot 1 \cdot 8666,4) \cdot 1,2 = 10,40 \text{ kN}$$

$$L_{10} = \frac{126,63 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot \left[ \ln \left( \frac{1}{0,90} \right) \right]^{\frac{1}{1,483}}} = 127,48 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$C = F_{eq} \cdot (L_{10D})^{\frac{1}{a}} = 10,40 \cdot 127,48^{\frac{1}{3}} = 52,28 \text{ kN}$$

Por último, para la sexta marcha, el rodamiento empleado ha sido el NKI 45/35 TN. Con  $C = 58,3 \text{ kN}$ .



**Figura 5.16:** Rodamiento NKI 45/35 TN. SKF

**5.8.3.7. Marcha atrás**

$$F_R = 2930,9 \text{ N}$$

$$F_T = 8052,4 \text{ N}$$

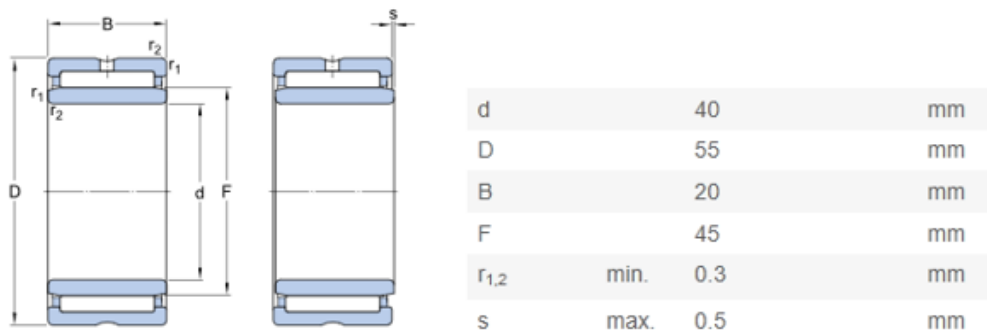
$$F_{total} = \sqrt{F_R^2 + F_T^2} = \sqrt{2930,9^2 + 8052,4^2} = 8569,5 \text{ N}$$

$$F_{eq} = (1 \cdot 1 \cdot 8569,5) \cdot 1,2 = 10,28 \text{ kN}$$

$$L_{10} = \frac{2,41 \cdot 10^6}{0,02 + 4,439 \cdot [\ln(\frac{1}{0,90})]^{\frac{1}{1,483}}} = 2,43 \cdot 10^6 \text{ revoluciones}$$

$$C = F_{eq} \cdot (L_{10D})^{\frac{1}{a}} = 10,28 \cdot 2,43^{\frac{1}{3}} = 13,82 \text{ kN}$$

Para el piñón de la marcha atrás, el rodamiento seleccionado es el modelo NKI 40/20 TN con una capacidad de carga  $C=31,4 \text{ kN}$ .



**Figura 5.17:** Rodamiento NKI 40/20. SKF.

**5.9. Cálculo de las chavetas**

Para este proyecto se utilizarán chavetas paralelas en los ejes de la caja de cambios. En el eje primario, una chaveta que permitirá transmitir el par desde el embrague al eje (chaveta A) y otra que transmita el giro al engranaje de toma constante (chaveta B).

En el eje intermediario será necesaria una chaveta (chaveta C) que permitirá el giro desde la otra rueda de la toma constante al eje. Y una chaveta por cada rueda de cada marcha. Así, la denominación será la siguiente: primera marcha (chaveta D), segunda (chaveta E), tercera (chaveta F), cuarta (chaveta G), quinta (chaveta H), sexta (chaveta I), marcha atrás chaveta (J).

Por último, es necesario mencionar que, para calcular y dimensionar correctamente las chavetas, al ser elementos sometidos a esfuerzos de cortadura y aplastamiento, es necesario realizar ambas comprobaciones.

La normativa correspondiente para estos elementos será la aplicada en los catálogos que se usarán para su selección, de esta forma, se aplicará la norma DIN 6885 y 6887 para chavetas paralelas y sus dimensiones.

El primer paso consiste en determinar el material a partir del cual se quieren fabricar las chavetas. En este caso, es necesario utilizar un material diferente al empleado en el eje, además, es conveniente que tenga unas propiedades inferiores. La razón de esto es que en caso de rotura o falla del elemento la chaveta sea el elemento que se rompa y sea mucho más fácil su reparación y sustitución. Las propiedades del material se pueden ver en la **Tabla 24**.

La fuerza que actúa sobre una chaveta se obtendrá a partir del par torsor al cual se encuentra sometido el eje y a partir del diámetro de esa sección. Utilizando la norma DIN6885/1 es necesario establecer un coeficiente de seguridad. En este caso se empleará un valor de  $n=1,5$  para todas las chavetas.

**Tabla 24:** Propiedades del acero empleado en las chavetas.

Acero	Tipo	Límite de fluencia [MPa]	Resistencia a tracción [MPa]	Dureza [HB]	Resistencia a flexión [MPa]	Límite elástico [MPa]
C60K	Acero de temple	450	800	215 - 270	350 MPa	1400

Las correlaciones que se utilizarán para los cálculos a cortadura y aplastamiento son las siguientes:

#### **Rotura por aplastamiento**

$$\sigma = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{h \cdot L/2} \leq \frac{\sigma_{YP}}{n} \quad (50)$$

Donde:

$\sigma$ : Tensión normal de aplastamiento [N/mm<sup>2</sup>]

$M_{TORSOR}$ : Par torsor al cual se encuentra sometido el eje [N/mm]

$R_{EJE}$ : Radio de la sección del eje para la cual se está calculando la chaveta [mm]

$h$ : Altura de la chaveta [mm]

$L$ : Longitud de la chaveta [mm]

$\sigma_{YP}$ : Límite de fluencia del material empleado [N/mm<sup>2</sup>]

$n$ : Coeficiente de seguridad (1,5) [-]

### **Rotura por cizalladura**

$$\tau = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{b \cdot L} \leq \frac{\sigma_{YP}}{2 \cdot n} \quad (51)$$

Donde:

$\sigma$ : Tensión normal de aplastamiento [N/mm<sup>2</sup>]

$M_{TORSOR}$ : Par torsor al cual se encuentra sometido el eje [N/mm]

$R_{EJE}$ : Radio de la sección del eje para la cual se está calculando la chaveta [mm]

$h$ : Altura de la chaveta [mm]

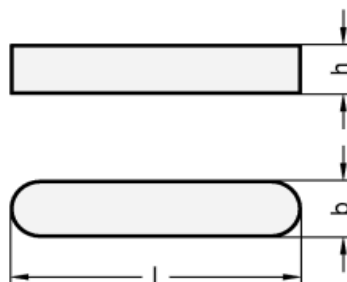
$L$ : Longitud de la chaveta [mm]

$\sigma_{YP}$ : Límite de fluencia del material empleado [N/mm<sup>2</sup>]

$n$ : Coeficiente de seguridad (1,5) [-]

Como ya se ha mencionado, las chavetas serán paralelas del tipo A según el catálogo del fabricante OPAC. Además, es necesario mencionar que la longitud de la chaveta es un valor establecido en la normativa, siendo habitual emplear un valor igual a la sección del eje multiplicado por un factor de seguridad (en nuestro caso igual a 1,5).

Las dimensiones que se muestran en la **Figura 5.18** han sido extraídas del catálogo correspondiente para las secciones del eje que se emplean en este proyecto.



**Figura 5.18:** Dimensiones de una chaveta tipo A. Norma DIN 6885/1.

**Tabla 25:** Valores de las dimensiones para chavetas según DIN 6885.

Diámetro del eje [mm]	22 - 30	30 - 38	38 - 44
<b>b [mm]</b>	8	10	12
<b>h [mm]</b>	5 - 7	6 - 8	6 - 8
<b>L [mm]</b>	20 - 90	25 - 110	32 - 140

**Chavetas A y B**

$R_{EJE} = 12,5 \text{ mm}; h = 6 \text{ mm}; b = 8 \text{ mm}; L = 40 \text{ mm}$

**Rotura por aplastamiento**

$$\sigma = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{h \cdot L/2} = \frac{330000/12,5}{6 \cdot 40/2} = 220 \text{ MPa} < \frac{450}{1,5} = 300 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a aplastamiento.

**Rotura por cizalladura**

$$\tau = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{b \cdot L} = \frac{330000/12,5}{8 \cdot 40} = 82,5 \text{ MPa} \leq \frac{450}{2 \cdot 1,5} = 150 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a cizalladura.

La chaveta seleccionada para el eje primario es una chaveta A8 x 6 x 40 DIN 6885.

**Chaveta C**

$R_{EJE} = 18,43 \text{ mm}; h = 7 \text{ mm}; b = 10 \text{ mm}; L = 50 \text{ mm}$

**Rotura por aplastamiento**

$$\sigma = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{h \cdot L/2} = \frac{660000/18,43}{7 \cdot 50/2} = 204 \text{ MPa} < \frac{450}{1,5} = 300 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a aplastamiento.

**Rotura por cizalladura**

$$\tau = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{b \cdot L} = \frac{660000/18,43}{10 \cdot 50} = 72 \text{ MPa} \leq \frac{450}{2 \cdot 1,5} = 150 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a cizalladura.

La chaveta seleccionada para el eje primario es una chaveta A10 x 7 x 50 DIN 6885.

**Chaveta D**

$$R_{EJE} = 16,21 \text{ mm}; h = 7 \text{ mm}; b = 10 \text{ mm}; L = 50 \text{ mm}$$

**Rotura por aplastamiento**

$$\sigma = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{h \cdot L/2} = \frac{660000/16,21}{7 \cdot 50/2} = 233 \text{ MPa} < \frac{450}{1,5} = 300 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a aplastamiento.

**Rotura por cizalladura**

$$\tau = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{b \cdot L} = \frac{660000/16,21}{10 \cdot 50} = 81 \text{ MPa} \leq \frac{450}{2 \cdot 1,5} = 150 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a cizalladura.

La chaveta seleccionada para el eje primario es una chaveta A10 x 7 x 50 DIN 6885.

**Chaveta E**

$$R_{EJE} = 15,80 \text{ mm}; h = 7 \text{ mm}; b = 10 \text{ mm}; L = 50 \text{ mm}$$

**Rotura por aplastamiento**

$$\sigma = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{h \cdot L/2} = \frac{660000/15,80}{7 \cdot 50/2} = 239 \text{ MPa} < \frac{450}{1,5} = 300 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a aplastamiento.

**Rotura por cizalladura**

$$\tau = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{b \cdot L} = \frac{660000/15,80}{10 \cdot 50} = 84 \text{ MPa} \leq \frac{450}{2 \cdot 1,5} = 150 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a cizalladura.

La chaveta seleccionada para el eje primario es una chaveta A10 x 7 x 50 DIN 6885.

**Chaveta F**

$$R_{EJE} = 16,33 \text{ mm}; h = 7 \text{ mm}; b = 10 \text{ mm}; L = 50 \text{ mm}$$

**Rotura por aplastamiento**

$$\sigma = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{h \cdot L/2} = \frac{660000/16,33}{7 \cdot 50/2} = 231 \text{ MPa} < \frac{450}{1,5} = 300 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a aplastamiento.



Rotura por cizalladura

$$\tau = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{b \cdot L} = \frac{660000/16,33}{10 \cdot 50} = 81 \text{ MPa} \leq \frac{450}{2 \cdot 1,5} = 150 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a cizalladura.

La chaveta seleccionada para el eje primario es una chaveta A10 x 7 x 50 DIN 6885.

**Chaveta G**

$$R_{EJE} = 16,30 \text{ mm}; h = 7 \text{ mm}; b = 10 \text{ mm}; L = 50 \text{ mm}$$

Rotura por aplastamiento

$$\sigma = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{h \cdot L/2} = \frac{660000/16,30}{7 \cdot 50/2} = 232 \text{ MPa} < \frac{450}{1,5} = 300 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a aplastamiento.

Rotura por cizalladura

$$\tau = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{b \cdot L} = \frac{660000/16,30}{10 \cdot 50} = 80 \text{ MPa} \leq \frac{450}{2 \cdot 1,5} = 150 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a cizalladura.

La chaveta seleccionada para el eje primario es una chaveta A10 x 7 x 50 DIN 6885.

**Chaveta H**

$$R_{EJE} = 14,73 \text{ mm}; h = 7 \text{ mm}; b = 10 \text{ mm}; L = 50 \text{ mm}$$

Rotura por aplastamiento

$$\sigma = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{h \cdot L/2} = \frac{660000/14,73}{7 \cdot 50/2} = 256 \text{ MPa} < \frac{450}{1,5} = 300 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a aplastamiento.

Rotura por cizalladura

$$\tau = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{b \cdot L} = \frac{660000/14,73}{10 \cdot 50} = 90 \text{ MPa} \leq \frac{450}{2 \cdot 1,5} = 150 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a cizalladura.

La chaveta seleccionada para el eje primario es una chaveta A10 x 7 x 50 DIN 6885.

**Chaveta I**

$$R_{EJE} = 18,17 \text{ mm}; h = 7 \text{ mm}; b = 10 \text{ mm}; L = 50 \text{ mm}$$

**Rotura por aplastamiento**

$$\sigma = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{h \cdot L/2} = \frac{660000/18,17}{7 \cdot 50/2} = 208 \text{ MPa} < \frac{450}{1,5} = 300 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a aplastamiento.

**Rotura por cizalladura**

$$\tau = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{b \cdot L} = \frac{660000/18,17}{10 \cdot 50} = 73 \text{ MPa} \leq \frac{450}{2 \cdot 1,5} = 150 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a cizalladura.

La chaveta seleccionada para el eje primario es una chaveta A10 x 7 x 50 DIN 6885.

**Chaveta I**

$$R_{EJE} = 15,01 \text{ mm}; h = 7 \text{ mm}; b = 10 \text{ mm}; L = 50 \text{ mm}$$

**Rotura por aplastamiento**

$$\sigma = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{h \cdot L/2} = \frac{660000/15,01}{7 \cdot 50/2} = 251 \text{ MPa} < \frac{450}{1,5} = 300 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a aplastamiento.

**Rotura por cizalladura**

$$\tau = \frac{M_{TORSOR}/R_{EJE}}{b \cdot L} = \frac{660000/15,01}{10 \cdot 50} = 88 \text{ MPa} \leq \frac{450}{2 \cdot 1,5} = 150 \text{ MPa}$$

La chaveta cumple con la comprobación a cizalladura.

La chaveta seleccionada para el eje primario es una chaveta A10 x 7 x 50 DIN 6885.

### 5.10. Cálculo de los sincronizadores

Los elementos que constituyen el sincronizador se encuentran colocados sobre el eje secundario, en las secciones estriadas correspondientes para cada uno. La longitud mínima necesaria de estriado se puede calcular de acuerdo con la norma DIN 5480. La ecuación (52) nos indica dicho valor.

$$L_{ESTRIADO} = \frac{F_T}{h \cdot P \cdot Z} \cdot K \quad (52)$$

Donde:

$L_{ESTRIADO}$ : Longitud mínima del estriado sobre el cual se coloca la estructura del sincronizador.

$F_T$ : Fuerza tangencial que aparece en el borde del eje.

$h$ : Altura de los dientes del estriado.

$P$ : presión en los flancos de los dientes. Para estriados normales;  $P = 85 \text{ N/mm}^2$ .

$Z$ : Número de dientes del estriado.

$K$ : Factor de soporte. Para estriados normales de montaje preciso  $K = 1,3$ .

El primer paso es determinar una geometría inicial del estriado y comprobar que cumple las condiciones de cada marcha. Para una simplificación de los cálculos se asumirá un diámetro del eje constante igual a un valor medio de todas las secciones del eje secundario. Así,  $d = 35 \text{ mm}$ .

Para un valor inicial de módulo igual a 2 y un diámetro exterior igual al del eje, se obtiene a partir de la norma que:

$$m = 2; P = 85 \text{ N/mm}^2; d_e = 35 \text{ mm}$$

$$d_i = d_e - 2 \cdot m = 35 - 2 \cdot 2 = 31 \text{ mm}$$

$$Z = 18$$

A continuación, una vez determinada la geometría del estriado, se procede a comprobar su longitud para cada sincronizador.

#### Sincronizador de 1ª y 2ª

$$F_T = \frac{M_{TORSOR}}{R_{EJE}} = \frac{1375 \text{ Nm}}{\frac{0,035}{2} \text{ m}} = 78571,4 \text{ N}$$

$$L_{ESTRIADO} = \frac{F_T}{h \cdot P \cdot Z} \cdot K = \frac{78571,4 \text{ N}}{2 \text{ mm} \cdot 85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 18} \cdot 1,3 = 37,55 \text{ mm}$$

**Sincronizador de 3ª y 4ª**

$$F_T = \frac{M_{TORSOR}}{R_{EJE}} = \frac{746 \text{ Nm}}{\frac{0,035}{2} \text{ m}} = 42628,6 \text{ N}$$

$$L_{ESTRIADO} = \frac{F_T}{h \cdot P \cdot Z} \cdot K = \frac{42628,6 \text{ N}}{2 \text{ mm} \cdot 85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 18} \cdot 1,3 = 20,37 \text{ mm}$$

**Sincronizador de 5ª y 6ª**

$$F_T = \frac{M_{TORSOR}}{R_{EJE}} = \frac{330 \text{ Nm}}{\frac{0,035}{2} \text{ m}} = 18857,1 \text{ N}$$

$$L_{ESTRIADO} = \frac{F_T}{h \cdot P \cdot Z} \cdot K = \frac{18857,1 \text{ N}}{2 \text{ mm} \cdot 85 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \cdot 18} \cdot 1,3 = 9,0 \text{ mm}$$

Para completar el cálculo de los sincronizadores es necesario determinar las dimensiones de sus componentes. En este caso, los sincronizadores actúan del mismo modo que un conjunto de embrague cónico. La conicidad permite que, al juntarse ambas partes, la velocidad de giro se iguale.

Un sincronizador completo además de la conicidad presenta un dentado final para asegurar un encaje entre engranaje y sincronizador, para simplificar el cálculo de estos componentes nos e tendrá en cuenta el dentado, simplemente se comprobará que la superficie cónica sea capaz de transmitir el par. Además, se elegirá el mismo modelo de sincronizador para los tres casos, de esta forma se asegura su correcto funcionamiento calculándolo para el caso donde se encuentre más solicitado.

Las ecuaciones que se utilizarán en el cálculo de embragues cónicos son muy similares a las empleadas en el apartado 5.3. La ecuación (53) nos permite obtener el valor de fuerza axial necesaria para hacer actuar el embrague y la ecuación (54) nos proporciona el valor de par que ese embrague es capaz de transmitir.

$$F_{axial} = P_{max} \cdot 2\pi \cdot R_{int} \cdot (R_{ext} - R_{int}) \quad (53)$$

$$M_{EMBRAGUE} = \frac{P_{max} \cdot \mu \cdot \pi \cdot R_{int} \cdot (R_{ext}^2 - R_{int}^2)}{\sin \alpha} \quad (54)$$

Supondremos unos valores de  $\mu = 0,4$  y  $\alpha = 45^\circ$ .

La marcha que más par transmite será la primera, en ese caso:

$$R_{ext} = 35 \text{ mm}$$

$$R_{int} = \frac{R_{ext}}{1,2} = \frac{35}{1,2} = 29,2 \text{ mm}$$

$$F_{axial} = 85 \frac{N}{mm^2} \cdot 2\pi \cdot 29,2 \text{ mm} \cdot (35 - 29,2) \text{ mm} = 90450,2 \text{ N}$$

$$M_{EMBRAGUE} = \frac{85 \frac{N}{mm^2} \cdot 0,4 \cdot \pi \cdot 29,2 \cdot (35^2 - 29,2^2) \text{ mm}^3}{\text{sen } 45^\circ} = 1642,44 \text{ Nm}$$

Como  $M_{EMBRAGUE} > M_{EJE} \rightarrow 1642,44 \text{ Nm} > 1375 \text{ Nm}$  el sincronizador es capaz de soportar el par de la marcha y embragar el eje secundario.

## 5.11. Árbol de transmisión

El árbol es el elemento que permite la transmisión de potencia y par desde la caja de cambios, hasta el grupo diferencial ubicado en la parte posterior del vehículo. El conjunto del árbol se compone de un eje de acero laminado y de una pareja de juntas universales de tipo cardan que acoplan el eje a la caja de cambios y al diferencial respectivamente. En la **Tabla 26** quedan reflejados los datos de partida para el diseño del árbol de transmisión.

**Tabla 26:** Datos para el diseño del árbol de transmisión.

Par motor máximo [N·mm]	330000
Relación más larga	$i_6=1$
Relación más corta	$i_1=4,16$
Longitud mínima [mm]	1000
Relación radio exterior/radio interior	0,9
Material	Acero laminado S 275

El primer paso consiste en un dimensionado previo del eje transmisor, seleccionando un perfil tubular inicial y realizando las comprobaciones necesarias. Para ello, se establece la relación entre la tensión cortante máxima del material utilizado y la tensión cortante generada por el momento torsor a la salida de la caja de cambios, tal y como muestra la ecuación (55).

$$\tau_{yp} \geq \frac{T_{max} \cdot D_e/2}{J} = \frac{T_{max} \cdot R_e}{\frac{\pi}{2} \cdot (R_e^4 - R_i^4)} = \frac{T_{max}}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,284 \cdot R_e^3} \quad (55)$$

A partir de la ecuación (55), podemos obtener el radio exterior mínimo para evitar que comiencen a formarse deformaciones en el eje.

$$R_e = \sqrt[3]{\frac{T_{max}}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,284 \cdot \tau_{yp}}} \quad (56)$$

Donde:

$R_e$ : Radio exterior mínimo de la sección tubular [mm].

$T_{max}$ : Momento torsor máximo generado por el motor [N·mm]. El momento torsor máximo se alcanza con la primera velocidad obteniendo un valor de:

$$T_{max} = T_{motor} \cdot i_1 = 330000 \cdot 4,16 = 1372,8 \text{ Nm}$$

$\tau_{yp}$ : Tensión límite cortante de fluencia [ $N/mm^2$ ]. Para el acero 275 el límite de fluencia a tracción es  $\sigma_{yp} = 275 N/mm^2$ . Por lo tanto:

$$\tau_{yp} = \frac{\sigma_{yp}}{2} = \frac{275}{2} = 135,5 N/mm^2$$

De esta forma, se obtiene un valor de radio exterior de:

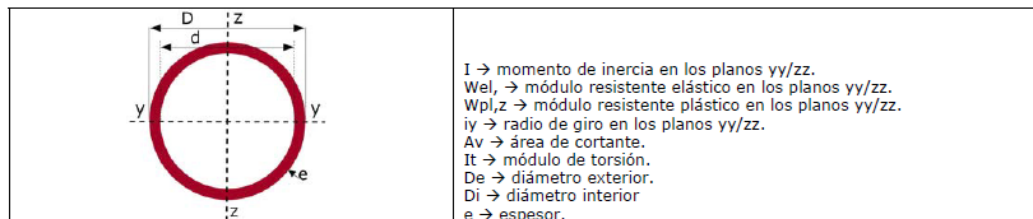
$$R_e = \sqrt[3]{\frac{T_{max}}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,284 \cdot \tau_{yp}}} = R_e = \sqrt[3]{\frac{1372800}{\frac{\pi}{2} \cdot 0,284 \cdot 137,5}} = 28,18 mm \approx 30 mm$$

Por lo tanto:

$$D_e = 60 mm \quad D_i = 0,9 \cdot 60 = 54 mm$$

$$Espesor = 3 mm \quad L = 1000 mm$$

Una vez establecida la sección circular mínima, se recurre a un prontuario de perfiles laminados para elegir la sección que se corresponda con lo calculado. En este caso, se ha seleccionado una sección tubular hueca 60x3.



Perfil		Peso	Dimensiones				Área sección transv.	Propiedades de la sección							Clases de secciones					
D (mm)	e (mm)							ejes y-y/z-z							Compresión			Flexión simple flexocompresión yy/zz		
								I *10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )	W <sub>el</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	W <sub>pl</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	i *10 (mm)	A <sub>v</sub> (mm <sup>2</sup> )	C <sub>t</sub> *10 <sup>3</sup> (mm <sup>3</sup> )	I <sub>t</sub> *10 <sup>4</sup> (mm <sup>4</sup> )						
		G (kg/m)	D (mm)	e (mm)	d (mm)	A (mm <sup>2</sup> )								S 235	S 275	S 355	S 235	S 275	S 355	
50	2	2,37	50	2	46	301,59	8,70	3,48	4,61	1,70	192	6,96	17,40	1	1	1	1	1	1	
50	3	3,48	50	3	44	442,96	12,28	4,91	6,64	1,67	282	9,82	24,56	1	1	1	1	1	1	
50	4	4,54	50	4	42	578,05	15,41	6,16	8,49	1,63	368	12,32	30,81	1	1	1	1	1	1	
60	2	2,86	60	2	56	364,42	15,34	5,11	6,73	2,05	232	10,23	30,68	1	1	1	1	1	1	
60	3	4,22	60	3	54	537,21	21,88	7,29	9,76	2,02	342	14,59	43,76	1	1	1	1	1	1	
60	4	5,52	60	4	52	703,72	27,73	9,24	12,57	1,98	448	18,48	55,45	1	1	1	1	1	1	
60	4,5	6,16	60	4,5	51	784,61	30,41	10,14	13,89	1,97	500	20,27	60,82	1	1	1	1	1	1	
70	2	3,35	70	2	66	427,26	24,72	7,06	9,25	2,41	272	14,12	49,43	1	1	1	1	2	2	
70	3	4,96	70	3	64	631,46	35,50	10,14	13,48	2,37	402	20,29	71,01	1	1	1	1	1	1	
70	4	6,51	70	4	62	829,38	45,33	12,95	17,45	2,34	528	25,90	90,65	1	1	1	1	1	1	
70	5	8,01	70	5	60	1021,02	54,24	15,50	21,17	2,30	650	31,00	108,48	1	1	1	1	1	1	

Figura 5.19: Prontuario de perfiles laminados de acero. UPM, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos.

Al igual que con el resto de elementos calculados en este proyecto, se comprobará la resistencia de la sección elegida utilizando el código ASME, tal y como se ha hecho en el apartado 5.7. De dicho documento se tienen las siguientes relaciones:

$$\tau_{max} = \frac{R_e}{J} \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot n} \quad (57)$$

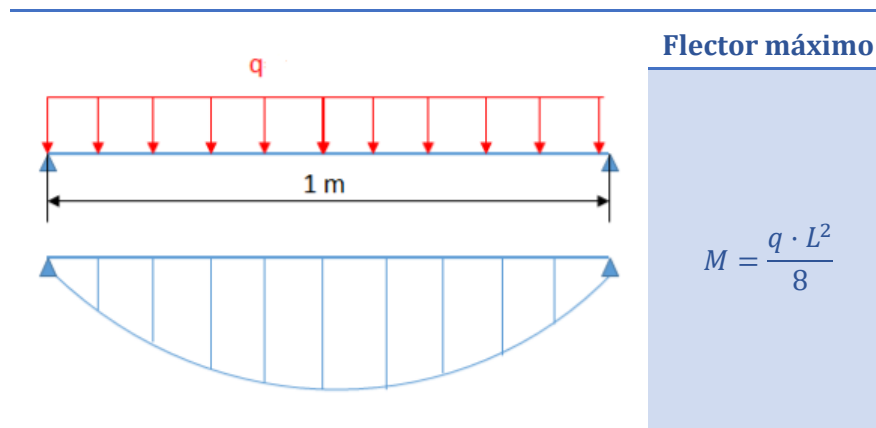
$$\frac{2 \cdot R_e}{\pi \cdot (R_e^4 - R_i^4)} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot n}$$

Si recurrimos a la **Tabla 19**: Valores para los coeficientes de mayoración. ASME (2008) Elementos de diseño mecánico., se obtienen unos valores para los coeficientes de mayoración de:

$$C_M = 1,5 \quad C_T = 1$$

Como el cálculo mediante el código ASME se encuentra mayorado por dichos coeficientes, optaremos por un coeficiente de seguridad ( $n$ ) igual a la unidad, aunque si se quiere hacer un cálculo más restrictivo o permisivo dicho valor queda a gusto del ingeniero.

El momento flector máximo para una barra biapoyada se obtiene mediante el diagrama de esfuerzos, además del prontuario se obtiene que el peso por unidad de longitud de la barra circular es de 4,22 kg/m, siendo esta la carga aplicada por unidad de longitud.



**Figura 5.20:** Diagrama de flectores sobre el árbol.

$$M = \frac{4,22 \frac{kg}{m} \cdot 9,81 \frac{N}{kg} \cdot \frac{1}{1000} \frac{m}{mm} \cdot 1000 mm^2}{8} = 5169,5 N \cdot mm \quad (58)$$

$$T = 1372800 N \cdot mm$$



Aplicando la fórmula (57) se comprueba la resistencia de la sección:

$$\frac{2 \cdot R_e}{\pi \cdot (R_e^4 - R_i^4)} \cdot \sqrt{(C_m \cdot M)^2 + (C_t \cdot T)^2} \leq \frac{\sigma_{yp}}{2 \cdot n}$$

$$\frac{2 \cdot 30}{\pi \cdot (30^4 - 27^4)} \cdot \sqrt{(1,5 \cdot 5169,5)^2 + (1 \cdot 1372800)^2} = 94,12 \frac{N}{mm^2} \leq 137,5 \frac{N}{mm^2}$$

Por lo tanto, se puede afirmar que la sección es suficiente para no producir deformaciones bajo las sollicitaciones del motor y la caja de cambios.

Una vez dimensionado el árbol de transmisión, es necesario seleccionar las juntas cardan necesarias para acoplar el árbol a la caja de cambios y al diferencial, para ello se ha recurrido a un catálogo comercial.

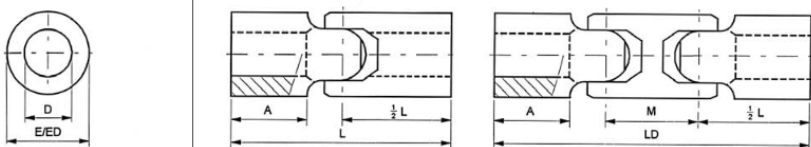
Los datos necesarios para dicha selección son:

Diámetro exterior del eje = 60 mm

Velocidad angular máxima = 6000 rpm

Par máximo = 1372,8 Nm

Juntas Simples y Dobles SERIE 01



Simple	Doble	D <sup>7(1)</sup>	E	L	ED <sup>(2)</sup>	LD	A	M
01.010.100		5	10	40			13	
01.013.100	01.013.200	6	13	40	13	63	13	23
01.017.100	01.017.200	8	16	40	16	67	12	27
01.020.100	01.020.200	10	20	45	22	74	11	29
01.023.100	01.023.200	12	22	50	22	79	13	29
01.026.100	01.026.200	14	25	56	25	89	14	33
01.029.100	01.029.200	16	29	65	29	100	17	35
01.032.100	01.032.200	18	32	72	32	111	18	39
01.035.100	01.035.200	20	37	82	40	128	20	46
01.040.100	01.040.200	22	40	95	40	141	25	46
01.045.100	01.045.200	25	45	108	50	163	28	59
01.050.100	01.050.200	30	50	122	50	181	35	59
01.060.100	01.060.200	40/35	58	160	58	226	48	66
01.070.100	01.070.200	45/40	70	140	70	212	35	78
01.080.100	01.080.200	50/45	80	160	80	245	42	95
01.100.100	01.100.200	55/50	95	190	95	290	54	120

Figura 5.21: Catálogo de juntas universales. Fuente: [www.tecnopower.es](http://www.tecnopower.es)

La junta apropiada es la junta simple de la serie 01 con diámetro 60 según la norma DIN7551.

## 5.12. Grupo diferencial

Tal y como se ha establecido en el apartado 4.4, se ha optado por implementar un grupo diferencial de tipo convencional. Estos diferenciales están formados por un piñón de entrada, una corona que hace girar el portasatélites, dos engranajes satélites y dos planetarios. Los planetarios y satélites serán engranajes de tipo cónico que engranarán formando un ángulo de 90°.

A continuación, se calcularán las dimensiones de la corona, piñón, satélites y planetarios, dejando el diseño de las ruedas para una empresa externa. Del apartado 5.4.1 se conoce la relación de transmisión del diferencial.

$$i_{dif} = 2,77$$

La relación de transmisión de los satélites con los planetarios se establecerá a gusto del cliente. En este caso se ha optado por 0,7.

$$i_{sat} = i_{pla} = 0,7$$

De esta forma quedan definidas todas las relaciones geométricas de las ruedas y piñones, mostradas en la **Tabla 27**.

**Tabla 27:** Dimensiones de las ruedas del grupo diferencial.

	Corona	Piñón	Satélites	Planetarios
<b>Dientes [-]</b>	42	15	12	17
<b>Relación de transmisión [-]</b>	2,77			0,7
<b>Ángulo primitivo [°]</b>	70,15	19,85	35,00	55,00
<b>Angulo de adendo [°]</b>	2,59	2,59	5,50	5,50
<b>Dedendo [°]</b>	3,20	3,20	6,81	6,81
<b>Anchura del engranaje</b>	55	55	55	55
<b>[mm]</b>				
<b>Radio base [mm]</b>	105	37,5	30	42,5
$R_b = m \cdot \frac{Z}{2}$				
<b>Radio de cabeza [mm]</b>	106,70	42,20	34,10	45,37
$R_b = m \cdot \frac{Z}{2} + m \cdot \cos \theta$				
<b>Radio de fondo [mm]</b>	102,88	31,62	24,88	38,92
$R_b = m \cdot \frac{Z}{2} - 1,25m \cdot \cos \theta$				

---

## ***6. Conclusiones y trabajos futuros***

---

### **6.1. Conclusiones**

Una vez finalizado el proyecto, queda reflejado que la metodología que se ha desarrollado a lo largo de este proyecto, ha sido la adecuada para cumplir con el objetivo principal de diseñar y calcular el sistema de transmisión de un vehículo automóvil. Se ha conseguido, de esta forma, realizar una secuencia de diseño y cálculo correcta, abordando cada paso del proyecto en el orden adecuado.

Se presenta un conjunto final de la transmisión restringido a los requerimientos técnicos que se reflejan en la ficha técnica del vehículo. Sin embargo, se debe resaltar que la metodología expuesta en este proyecto se puede particularizar perfectamente para cualquier otro vehículo.

Se ha comprobado que los estándares seleccionados, de entre las distintas alternativas disponibles, han permitido cumplir con los requerimientos técnicos de cada componente, logrando que el conjunto de la transmisión cumpla las características técnicas prefijadas.

El proyecto se ha ceñido al marco normativo vigente por lo que el conjunto puede considerarse totalmente válido para instalarse en un vehículo real, adaptando las al vehículo elegido.

En lo que a materiales se refiere, se han elegido aleaciones y aceros usados comúnmente en la industria de la automoción. Estos materiales, tras los procesos químicos y térmicos adecuados, presentan unas propiedades mecánicas que aseguran las diferentes resistencias máximas de los componentes en las situaciones más exigentes. Esto se comprobó obteniendo unos coeficientes de seguridad y unas masas dentro de los valores esperados.

El proyecto puede servir, a nivel académico, para comprender de una forma más precisa cuáles son los componentes que forman la transmisión de un vehículo, así como su importancia y el modo en el cual afectan al comportamiento del vehículo. Además, se ha establecido el proceso de saber elegir, dentro de catálogos comerciales, los componentes normalizados idóneos, siguiendo las pautas proporcionadas por los fabricantes o por las normas aplicables.

Para completar el proyecto, se ha realizado un estudio de costes con el fin de lograr tener una visión del impacto económico que supondría la ejecución de este proyecto. El resultado de dicho estudio se ha reflejado en un presupuesto (Anexo B), donde se

manifiestan los costes a tener en cuenta a lo hora de afrontar el proyecto, así como el beneficio que se espera una vez que se haya ejecutado.

Para establecer el presupuesto es necesario conocer las condiciones económicas y legales que deben aplicarse a este proyecto. Para conseguir esto, se ha elaborado un pliego de condiciones (Anexo A), donde quedan completamente establecidas las normas y leyes que permiten que el proyecto cumpla con la normativa laboral y ambiental vigente.

En el pliego de condiciones se han especificado los términos que han de respetarse para poder solucionar cualquier imprevisto que pueda ocurrir, así como los posibles desacuerdos que pueda haber entre el cliente y la dirección del proyecto. Además, han quedado reflejadas las condiciones técnicas que debe cumplir el proyecto, especificando los materiales a utilizar, los métodos de inspección que deben cumplirse y los acabados superficiales que han de ser aplicados.

También se presentan los planos de los componentes diseñados (Anexo C). Los planos permitirían la posible la fabricación de los componentes y además facilitarían que se realice un correcto montaje del conjunto.

Finalmente, confirmar que se ha conseguido a plena satisfacción cumplir el objetivo principal de generar un informe profesional donde se presenta una metodología de diseño sobre cómo realizar el proceso de cálculo de un sistema de transmisión de un vehículo automóvil.

## **6.2. Trabajos futuros**

Si se hace un análisis de la propuesta que se hace en este proyecto, se pueden encontrar campos donde es posible realizar futuros análisis, con el fin de conseguir optimizar el conjunto.

En primer lugar, se podrían haber utilizado elementos no normalizados, en aquellos que así lo permitan. De esta forma, aunque el coste total del proyecto se incrementara considerablemente, se conseguirían resultados probablemente más ajustados. En el caso de que el cliente final quisiera obtener prestaciones a medida, sería necesario recurrir a un diseño personalizado e individualizado para cada componente de la transmisión.

En segundo lugar, sería recomendable realizar un estudio sobre métodos de fabricación alternativos, como fabricación aditiva o impresión 3D. Será necesario establecer qué componentes mecánicos se beneficiarían al utilizar un proceso de fabricación aditiva y cuáles no, ya que en algunos casos se requerirá cierta capacidad resistente que no se conseguirá mediante este método. Además, el empleo de estos métodos de fabricación alternativos podría permitir una reducción en los costes de fabricación y desarrollo, ya que se elimina la necesidad de utilizar herramientas.

Por otro lado, los sincronizadores empleados en este proyecto son una simplificación de los modelos que son usados en vehículos comerciales, ya que su diseño ha sido simplificado para actuar como un embrague cónico. Como ampliación del proyecto sería recomendable hacer un diseño individualizado de los sincronizadores para la caja de cambios.

Por último, como estudio adicional se propone un análisis mecánico y estructural mediante técnicas MEF del conjunto y sus componentes. De esta forma se podría ajustar mucho más el estudio de la vida útil de cada pieza, así como elegir el material ajustando las propiedades mecánicas a los resultados obtenidos.

---

## Referencias

---

- [1] ANFAC, «Asociación Española de Fabricantes de Automóviles y Camiones,» Noticias [http://www.anfac.com/noticias.action?idDoc=9436&accion=noticias\\_anfac](http://www.anfac.com/noticias.action?idDoc=9436&accion=noticias_anfac).  
[Último acceso: Junio 2017].
- [2] ANFAC, «Asociación Española de Fabricantes de Automóviles y Camiones,» Estadísticas [http://www.anfac.com/estadisticas.action?accion=estad\\_turismos](http://www.anfac.com/estadisticas.action?accion=estad_turismos).  
[Último acceso: Junio 2017].
- [3] M. Carcajosa, Ingeniería de Vehículos: Sistemas y cálculos, Segunda ed., TEBAR, 2005.
- [4] National Auto Parts, «Clutch Catalogue,» [www.national-auto.co.uk/clutch\\_products/clutch\\_catalogue.aspx](http://www.national-auto.co.uk/clutch_products/clutch_catalogue.aspx).  
[Último acceso: Junio 2017].
- [5] M. Arias-Paz, Manual de automóviles, Cuarta ed., Madrid: Cie inversiones Editoriales Dossat, 2004.
- [6] BOSCH, Manual de la técnica del automóvil, Tercera ed., Barcelona: Reverté, 1996.
- [7] R. L. Norton, Diseño de máquinas: Un enfoque integrado, Cuarta ed., PEARSON, 2011.
- [8] R. G. Budynas, J. K. Nisbett y J. E. Shigley, Diseño en ingeniería mecánica, Novena ed., McGraw Hill, 2008.
- [9] J. López Ansoleaga, «SISTEMA DE TRANSMISIÓN PARA VEHÍCULO DE TRACCIÓN TRASERA Y MOTOR DELANTERO,» Trabajo de fin de grado  
Escuela universitario de ingeniería técnica industrial de Bilbao; 18 de Junio de 2015  
[Último acceso: Junio 2017].
- [10] *Apuntes de la asignatura "Cálculo y Diseño de Máquinas"*, Grado en Ingeniería mecánica  
Departamento de Ingeniería Mecánica. Universidad Carlos III de Madrid, 2017.
- [11] «Autoevolution,» SoftNews NET, 2017.  
<https://www.autoevolution.com>.
- [12] «KM 77,» Ruedas de Prensa, S.L.,  
<https://www.km77.com>.

- [13] J. G. Skakoon, *Elements of Mechanical Design*, ASME, 2008.
- [14] TECNOPOWER SA, «TECNOPOWER JUNTAS UNIVERSALES,»  
[http://www.tecnopower.es/sites/default/files/01\\_JSD.pdf](http://www.tecnopower.es/sites/default/files/01_JSD.pdf).
- [15] SKF, *Rodamientos: selección y tipos*, 2015.
- [16] SKF, *Catálogo general de rodamientos*, 2015.
- [17] SKF, *Price list (€)*, 2015.  
<http://minettigroup.com/portals/0/home/LISTINO%20PUBBLICO.pdf>.
- [18] V. Díaz, E. Olmeda, J. Fuentes, B. López, A. Gauchía, D. García-Pozuelo y M. J. López, *Automóviles y Ferrocarriles*, UNED, 2013.

## ANEXO A

---

# ***PLIEGO DE CONDICIONES***

---

Daniel Salvador Carrasco

Leganés, 2017



## ÍNDICE

I.	Objetivo del documento y ámbitos de aplicación .....	2
a.	Objetivo del pliego de condiciones.....	2
b.	Alcance del documento .....	2
c.	Normas empleadas en el proyecto .....	2
II.	Dirección del proyecto .....	3
III.	Ejecución del proyecto y su puesta en marcha .....	3
a.	Construcción y materiales .....	3
b.	Entrega.....	4
c.	Montaje .....	4
IV.	Condiciones técnicas .....	5
a.	Materiales .....	5
b.	Inspección.....	6
c.	Lubricación .....	6
d.	Acabados superficiales.....	6
V.	Condiciones particulares.....	7
a.	Condiciones generales.....	7
b.	Planificación .....	7
c.	Condiciones del presupuesto.....	7
d.	Método de pago .....	8
e.	Garantía .....	8
f.	Subcontratación de procesos.....	8
g.	Multas y bonificaciones.....	9
VI.	Condiciones legales.....	9
a.	Precio del contrato.....	9
b.	Anulación del contrato .....	9
c.	Daños.....	10

## **I. Objetivo del documento y ámbitos de aplicación**

### **a. Objetivo del pliego de condiciones**

El objetivo de este documento consiste en establecer las consideraciones y normas cuya función será la de regir las condiciones técnicas y económicas para la correcta administración de este proyecto.

De esta forma cualquier modificación que se considere oportuna a realizar sobre el conjunto de transmisión que se ha diseñado en este proyecto deberá ser notificada al creador del mismo. Será necesario su consentimiento para realizar dichas modificaciones ya que la responsabilidad del proyecto recae sobre él.

No obstante, las modificaciones realizadas por el propietario del vehículo para el cual se ha diseñado la transmisión no serán responsabilidad del autor del proyecto.

### **b. Alcance del documento**

Este documento contiene condiciones y consideraciones tecnológicas y económicas de suma importancia para la correcta realización del conjunto. Así, quedan establecidos los materiales y materias primas para su fabricación, los sistemas empleados para la misma y los ensayos que deben realizarse sobre los elementos.

En lo que a condiciones económicas se refiere, quedarán establecidas entre otras el método de pago, y unas consideraciones básicas sobre los derechos del autor y posibles reproducciones del proyecto.

### **c. Normas empleadas en el proyecto**

El diseño del conjunto de la transmisión se ha realizado bajo las normativas aplicables que se encuentran vigentes hasta la fecha de publicación del documento.

Las normas que se han utilizado pertenecen a las asociaciones de estándares más reconocidas internacionalmente, a nombrar: ISO (*International Organization for Standardization*), UNE (*Una Norma Española*), DIN (*Deutsches Institut für Normung*) y ASME (*American Society of Mechanical Engineers*).

Independientemente de la normativa técnica empleada, durante la ejecución del proyecto se tendrán en cuenta en todo momento las siguientes normas de carácter general:

- Orden del 9 de marzo de 1971 por la que se aprueba la Ordenanza General de Seguridad e Higiene en el Trabajo.
- Real Decreto 1316/1989, 27 de octubre sobre protección de trabajadores frente a los riesgos derivados de la exposición al ruido durante el trabajo.
- Ley 31/1995 de Prevención de Riesgos Laborales.
- Real Decreto 39/1997 de 17 de enero por el que se aprueba el Reglamento de los Servicios de Prevención.
- Ley 54/2003 de 12 de diciembre de reforma del marco normativo de la Prevención de Riesgos Laborales.
- Real Decreto 1311/2004 de 4 de noviembre sobre la protección de la salud y seguridad de los trabajadores frente a los riesgos derivados o que puedan derivarse de la exposición a vibraciones mecánicas.

## **II. Dirección del proyecto**

Cualquier elemento que forme parte del conjunto de transmisión diseñado en este proyecto ha de seguir las consideraciones que se han mencionado en el documento anterior correspondiente a los cálculos.

El director del proyecto se encargará de supervisar cualquier componente y complemento de maquinaria que, además, deberán estar correctamente homologados y certificados. El director también se encargará de elegir y asegurarse de que el proceso de fabricación de los componentes sea el más eficiente.

El director técnico controlará que los elementos estén correctamente acoplados entre sí, controlando que no haya errores en el mismo que causen un reinicio del montaje. Además, para poder controlar que todas las condiciones técnicas se cumplen, el director técnico dará las instrucciones y direcciones sobre las herramientas empleadas, los empleados y los materiales.

## **III. Ejecución del proyecto y su puesta en marcha**

### **a. Construcción y materiales**

Los materiales empleados y que se establecen en el apartado IV, deberán tener tanto un certificado de calidad y de origen.

Además, el director del proyecto podrá, en cualquier momento, solicitar al fabricante el programa de producción de los elementos, previsiones de entrega de cualquier fase del proceso.

### **b. Entrega**

Tanto la entrega como el transporte del conjunto será responsabilidad de la empresa que fabrique los elementos. No obstante, el cliente final puede decidir si se encarga del transporte o si quiere asegurar el conjunto para asegurar el buen estado de la entrega.

El conjunto deberá ser entregado en una caja de madera embalado de forma que cumpla con la correspondiente normativa de seguridad y con las condiciones del cliente.

Si se entregan piezas individualmente, deberán ir recubiertas con una protección de aceite para evitar cualquier forma de corrosión posible.

### **c. Montaje**

El cliente puede decidir si contrata a una empresa para realizar el montaje final del conjunto que garantizará el correcto acoplamiento y supervisará el conjunto asumiendo la responsabilidad del montaje.

El cliente establecerá las condiciones y exigencias y seguirá las consideraciones establecidas en este documento.

En el momento del montaje las piezas a montar deberán estar correctamente limpias, pulidas y presentar bordes redondeados para realizar más fácilmente el montaje. Se podrá emplear un recubrimiento fino de aceite para un mejor deslizamiento.

El montaje deberá realizarse empleando herramientas adecuadas que no dañen los componentes, como martillos de goma. El resto de herramientas deberán utilizarse con medidas de protección para no dañar las superficies.

Una vez finalizado el montaje del conjunto, éste podrá ser sometido a ensayos previamente aprobados por el director facultativo, antes de que el producto sea entregado al cliente. Cada ensayo deberá realizarse mínimo dos veces, en la primera ocasión, deberán estar presentes el director facultativo y el fabricante. En la segunda ocasión, deberá estar presente el fabricante y el cliente.

## IV. Condiciones técnicas

### a. Materiales

Las piezas se han diseñado para ser fabricadas en acero. Dicho material, debido a la presencia del carbono en su composición presenta una mejora de las propiedades mecánicas, físicas y químicas, siendo un material lo suficientemente tenaz pero maleable como para ser mecanizado.

- **Acero C60K:** Acero al carbono. Es el material que se ha empleado para fabricar todas las chavetas.

Límite de fluencia [MPa]	Resistencia a tracción [MPa]	Dureza [HB]	Resistencia a flexión [MPa]	Límite elástico [MPa]
450	800	215 - 270	350 MPa	1400

Su composición es la siguiente:

UNE	AFNOR	DIN	SAE/AISI	C [%]	Mn [%]
-	XC60	C60K	1060/1064	0,60	0,75

- **Acero F-128:** Acero al carbono de baja aleación. Material empleado para fabricar los ejes y los engranajes.

Límite de fluencia [MPa]	Resistencia a tracción [MPa]	Dureza [HB]	Resistencia a flexión [MPa]	Límite elástico [MPa]
490	800	248 - 255	540 MPa	2000

Su composición es la siguiente:

UNE	AFNOR	DIN	SAE/AISI	C [%]	Mn [%]	Si [%]	Cr [%]	Ni [%]	Mo [%]
-	35NCD6	34CrNiMo6	4337/ 4340	0,35	0,65	0,25	0,75	0,85	0,20

- **GG-18:** Acero de fundición gris. Se empleará para los elementos de la carcasa de la caja de cambios y diferencial mediante moldeo.

Resistencia a tracción [MPa]	Dureza [HB]	Resistencia a flexión [MPa]	Límite elástico [MPa]
180	150 - 170	87 MPa	350

### b. Inspección

Las pruebas de inspección de los materiales serán realizadas utilizando líquidos penetrantes según la norma UNE 7419-78. De manera complementaria se podrán hacer pruebas de ultrasonidos de acuerdo con la norma UNE 7278-78.

El ensayo de líquidos penetrantes se considera no destructivo. Mediante la impregnación de la pieza con un líquido coloreado previamente se podrán detectar posibles grietas. Dicho ensayo deberá realizarse en todos los engranajes y ejes del conjunto.

El personal encargado de la inspección de las piezas deberá poder acceder libremente al sitio de fabricación y tiene total libertad y derecho para realizar las pruebas que considere oportunas entre las mencionadas anteriormente. Tendrá total capacidad para rechazar las piezas que no cumplan con las exigencias mínimas.

### c. Lubricación

Los elementos de la caja de cambios deberán encontrarse correctamente lubricados para poder disipar el calor y para garantizar un contacto entre componentes suave y progresivo. Se establece un aceite específico para cajas de cambios MTF SAE 75W80 GL4 que deberá ser renovado tras 15.000 kilómetros de uso.

Si el cliente final decide incorporar a la caja de cambios otro aceite que no sea el establecido anteriormente u opta por renovar el mismo fuera de plazo, la garantía sobre el conjunto quedará anulada y la responsabilidad sobre los daños que puedan provocarse recaerá únicamente sobre el cliente.

### d. Acabados superficiales

Se aplicarán acabados superficiales sobre las siguientes piezas:

- Contactos exteriores e interiores en los rodamientos.
- Sitios donde haya apoyos fijos.
- Superficies sobre las cuales haya deslizamiento de otros componentes.

- Apoyos de los ejes en la caja.

Dichos acabados se realizarán mediante un pulido de las piezas, y deberán pasar correctamente el control de calidad posterior.

## **V. Condiciones particulares**

### **a. Condiciones generales**

Si los trabajos especificados para la empresa de fabricación son llevados a cabo correctamente y con arreglo a los documentos de este proyecto, dicha empresa deberá percibir el importe íntegro de dichos trabajos. Las condiciones que establecen los criterios de producción y fabricación deberán ser entregadas por escrito por el director facultativo

### **b. Planificación**

La empresa fabricante deberá proporcionar un plan de trabajo en un plazo inferior a 15 días de forma que sea aprobado por la dirección del proyecto.

Dicho informe deberá incluir expresamente los siguientes apartados: organización del proceso, procesos de mecanización, montaje de los componentes, mantenimiento posterior, control de calidad y pruebas y ensayos. Deberán incluirse los posibles retrasos en las entregas de materiales.

En caso de producirse algún retraso en la producción, deberá quedar reflejado por escrito. En caso de no cumplir los plazos, deberán aplicarse las penalizaciones que quedan explicadas en el apartado g.

### **c. Condiciones del presupuesto**

El presupuesto que se adjunta con este proyecto incluye cifras que se dan de forma orientativa. De esta forma, la empresa que se encarga de la producción de los componentes deberá hacer las mediciones correspondientes de forma que no pueda haber posibles reclamaciones. Si la ejecución del proyecto conlleva un número de piezas mayor al previsto, la empresa no tiene derecho a reclamar dichas unidades, de la otra forma, si la ejecución conlleva un número de unidades inferior al previsto, deberán ser descontadas del presupuesto final.

El precio final incluido en el presupuesto incluye todos los elementos auxiliares de producción. Además, en el precio de cada componente se incluyen: materiales, elementos auxiliares y entrega.

#### **d. Método de pago**

El fabricante recibirá el importe acordado cuando los procesos se hayan realizado correctamente. Previo al pedido será necesario acordar las condiciones del pago.

El cliente final no dispondrá de derecho a reclamación hasta que no haya pagado. Dicho pago se podrá realizar de las siguientes formas:

- Único pago: Cuando fabricante y cliente acepten el pedido, el cliente deberá pagar una cantidad mínima igual al 10 % del total más un 40 % del total para el aprovisionamiento de materiales. La cantidad restante igual al 50 % del total se pagará cuando el fabricante entregue el producto final.

- Pago aplazado: El cliente, mediante un crédito máximo a 5 años podrá pagar un 30 % en un pago inicial y el restante 70 % en un plazo máximo de 5 años. El cliente queda obligado a realizar el pago final dentro de dicho plazo.

#### **e. Garantía**

La garantía sobre el producto final tendrá una duración igual a un año. Dicho plazo comienza en la fecha de entrega por parte del fabricante de todo el conjunto.

La empresa fabricante se encuentra en obligación de reparar o sustituir aquellos elementos que presenten defectos cuyo origen se encuentre en el proceso de producción, en la calidad de los materiales o en un fallo de control de calidad. La garantía cubrirá los elementos fabricados por la empresa productora, para los elementos comerciales, comprados a otros fabricantes, se aplicará la garantía que corresponda y que establezcan dichas empresas.

Cualquier daño que se produzca en un componente y cuyo origen no se encuentre en la producción no se verá cubierto por la garantía. Así mismo, si el cliente final modifica o intenta reparar algún defecto bajo su responsabilidad, la garantía se verá anulada.

Los defectos deberán ser notificados a la empresa fabricante inmediatamente de conocerse estos. En cualquier otro caso, bajo previa verificación, la garantía no tendrá validez.

#### **f. Subcontratación de procesos**

El Contratista es la entidad que puede contratar la mano de obra que considere necesaria para la correcta ejecución del proyecto. Dicha contratación deberá cumplir con las condiciones del contrato y con la normativa laboral. Las subcontrataciones que realice podrán ser rechazadas si el director facultativo lo requiere. Además, dichas subcontratas deberán encontrarse correctamente homologadas y certificadas.



### **g. Multas y bonificaciones**

En caso de no cumplir los plazos establecidos en el contrato, la empresa encargada de la producción será la responsable de abonar la penalización correspondiente. Dicho importe, igual a un porcentaje del precio total, será acordado previamente entre cliente y vendedor.

Por otra parte, se abonará por parte del cliente hacia la empresa fabricante una bonificación proporcional al número de días que entregue el producto por adelantado. Dicho importe deberá quedar reflejado previamente y aceptado por ambas partes.

## **VI. Condiciones legales**

La empresa fabricante tendrá la responsabilidad de ejecutar siguiendo las condiciones que se han establecido en el contrato, en el documento del proyecto y de acuerdo con la ley vigente de contratación laboral.

### **a. Precio del contrato**

Cualquier cuantía no especificada en el contrato deberá ser aprobada por el director facultativo y la empresa fabricante. Además, antes de proceder ambas partes deberán acordar dicha cantidad, cliente y fabricante.

El fabricante no tendrá derecho a reclamar el precio una vez firmado el contrato. No podrá pedir ninguna modificación sobre el precio final.

Cualquier error cuyo origen se encuentre en el material, presupuesto o cálculos establecidos en la memoria del proyecto no será motivo de rescisión del contrato.

### **b. Anulación del contrato**

Cualesquiera de los siguientes hechos se considerarán como condición suficiente para la anulación del contrato:

- La empresa fabricante quiebra. Si los miembros que hereden la empresa se ofreciesen a continuar la fabricación, ésta deberá llevarse a cabo de acuerdo con las mismas condiciones mencionadas anteriormente en el contrato. El cliente podrá aceptar o rechazar dicha propuesta. En caso de rechazo, dichas personas no tendrán derecho a reclamar indemnización.
- No cumplimiento de los plazos establecidos para comenzar la ejecución del proyecto.
- Cualquier incumplimiento de una condición establecida en el contrato y que afecte negativamente a la ejecución del proyecto.
- Fallecimiento del director facultativo del proyecto.

Si se efectúa la anulación del contrato, será necesaria la redacción de un contrato de liquidación, que deberá ser aceptado por el cliente y por la empresa fabricante. En dicho contrato se incluirá el importe de todo lo fabricado hasta la fecha de anulación.

### **c. Daños**

La empresa fabricante tiene la responsabilidad de tomar las medidas de seguridad que establezca la normativa vigente de forma que se evite, dentro de lo posible, cualquier accidente a los empleados o terceras personas que estén involucradas en la fabricación.

La empresa fabricante será la única responsable sobre cualquier accidente que haya sido provocado de forma involuntaria. Será la responsable de indemnizar a los afectados o a quien corresponda.

De esta forma, la empresa productora no podrá ser acusada de daños o perjuicios a terceros o al cliente final si estos son el resultado de pruebas, ensayos o modificaciones auxiliares que no hayan quedado establecidas previamente en el contrato.

## ANEXO B

---

# ***PRESUPUESTO***

---

Daniel Salvador Carrasco

Leganés, 2017

## ÍNDICE

1. Precios.....	3
2. Precios de fabricación .....	4
3. Precios comerciales.....	5
4. Presupuesto parcial.....	6
4.1. Presupuesto de materias primas y fabricación.....	6
5. Presupuesto general .....	7
6. Presupuesto total .....	8

## 1. Precios

MATERIAL	ELEMENTO	PESO (KG)	PRECIO(€/KG)	UNIDADES	TOTAL
F-128	Corona Toma constante	8,547	2,7	1	23,08
F-128	Piñón Toma constante	1,977	2,7	1	5,33
F-128	Corona primera	8,471	2,7	1	22,87
F-128	Piñón primera	1,747	2,7	1	4,71
F-128	Corona segunda	7,087	2,7	1	19,13
F-128	Piñón 2	2,81	2,7	1	7,58
F-128	Corona tercera	5,221	2,7	1	14,09
F-128	Piñón tercera	4,052	2,7	1	10,94
F-128	Corona cuarta	5,489	2,7	1	14,82
F-128	Piñón cuarta	3,263	2,7	1	8,81
F-128	Corona quinta	7,127	2,7	1	19,24
F-128	Piñón quinta	1,879	2,7	1	5,07
F-128	Corona sexta	8,898	2,7	1	24,02
F-128	Piñón sexta	1,587	2,7	1	4,28
F-128	Rueda salida Marcha atrás	8,471	2,7	1	22,87
F-128	Rueda loca Marcha atrás	1,747	2,7	1	4,71
F-128	Rueda entrada Marcha atrás	1,747	2,7	1	4,71
F-128	Eje primario	2,354	2,7	1	6,35
F-128	Eje intermediario	4,471	2,7	1	12,07
F-128	Eje secundario	5,261	2,7	1	14,20
F-128	Sincronizadores 2ª 3ª	0,700	2,7	1	1,89
F-128	Sincronizador 1ª	0,700	2,7	1	1,89
F-128	Sincronizadores 4ª y 5ª	0,500	2,7	1	1,35
F-128	Sincronizador 6ª	0,500	2,7	1	1,35
<b>TOTAL</b>					<b>232,36 €</b>

MATERIAS PRIMAS ..... 232,36€

Coste total de materias primas.....

..... Doscientos treinta y dos euros con treinta y seis céntimos.

## 2. Precios de fabricación

CÓDIGO / ELEMENTO	OPERACIÓN	TIEMPO (min)	PRECIO (€/h)	TOTAL
Piñones	Torno	35	15	3,75
	Tallado	35	20	11,67
	Taladro	10	15	2,50
	<b>TOTAL</b>			17,92
Ruedas	Torno	70	15	17,50
	Tallado	70	20	23,33
	Taladro	10	15	2,50
	<b>TOTAL</b>			43,33
Eje intermediario	Torno	45	15	11,25
	Ranurado	45	15	11,25
	<b>TOTAL</b>			22,50
Eje secundario	Torno	100	15	25,00
	Ranurado	100	15	25,00
	<b>TOTAL</b>			50,00
Eje primario	Torno	30	15	7,50
	Ranurado	30	15	7,50
	<b>TOTAL</b>			15,00
Sincronizadores	Torno	150	15	37,50
	Taladro	100	15	25,00
	Ranurado	150	15	37,50
	<b>TOTAL</b>			100,00
Carcasa	Fresado	120	35	70,00
	Taladro	15	15	3,75
	<b>TOTAL</b>			73,75
<b>TOTAL</b>				<b>322,50 €</b>

FABRICACIÓN ..... 322,50€

Coste total de fabricación ..... Trescientos veintidós euros con cincuenta céntimos.

### 3. Precios comerciales

Nº ELEM.	ELEMENTO	PRECIO (€)	UNIDADES	TOTAL
-	Conjunto de embrague CK 10037	254,00	1	254
19	QJ 209 MA <sup>1</sup>	145,00	1	145,00
17	QJ 380 MA <sup>1</sup>	145,00	1	145,00
16	NUP 206 ECP <sup>1</sup>	77,00	1	77,00
18	NU 1007 ECP <sup>1</sup>	95,00	1	95,00
21	NKI 28/30 <sup>1</sup>	90,00	1	90,00
36	NA 6906 <sup>1</sup>	75,00	1	75,00
22	NA 6907 <sup>1</sup>	75,00	1	75,00
20	NA 4908 <sup>1</sup>	75,00	2	147,00
38	NKI 40/20 <sup>1</sup>	95,00	1	95,00
23	NKI 45/35 TN <sup>1</sup>	119,00	1	119,00
-	A8 x 6 x 40 DIN 6885	0,80	1	0,80
-	A10 x76 x 50 DIN 6885	0,50	7	3,50
-	Aceite lubricante MTF SAE 75W80 GL4	18,00	1	18,00
-	Diferencial cónico convencional	550,00	1	538,00
-	Anillo elástico	0,60	5	3,00
-	Arandelas	0,60	20	12,00
<b>TOTAL</b>				<b>1817,30€</b>

**COMPONENTES COMERCIALES .....1817,30 €**

**Coste total de componentes comerciales .....**

**..... Mil ochocientos diecisiete euros con treinta céntimos**

<sup>1</sup> Los precios de los rodamientos aquí nombrados han sido extraídos del catálogo de precios de SKF con fecha de 2016. [17]

## 4. Presupuesto parcial

### 4.1. Presupuesto de materias primas y fabricación

Materias primas.....	232,36 €
Fabricación .....	322,50 €
Elementos comerciales .....	1817,30 €

**PRESUPUESTO PARCIAL ..... 2372,16€**

**PRESUPUESTO PARCIAL .....  
..... Dos mil trescientos setenta y dos euros con dieciséis céntimos**



## 5. Presupuesto general

Materias primas y fabricación .....	2372,16 €
Montaje .....	350,00 €
Transporte .....	200,00 €
Carcasa personalizada .....	900 €

**TOTAL .....**3922,16 €

GANANCIA INDUSTRIAL (10 %) .....	392,22 €
GASTOS GENERALES (13 %) .....	509,88 €

**TOTAL .....**4824,26 €

IVA (21%) .....1013,09 €

**PRESUPUESTO GENERAL .....**5837,35 €

**PRESUPUESTO GENERAL .....**  
.....Cinco mil ochocientos treinta y siete euros con treinta y cinco céntimos

## 6. Presupuesto total

Presupuesto general.....5837,35 €

Ganancias de todo el proyecto (IVA + 3%) .....1188,21 €

**PRESUPUESTO TOTAL .....7025,56 €**

**PRESUPUESTO TOTAL .....**

**..... Siete mil veinticinco euros con cincuenta y seis céntimos**

# ANEXO C

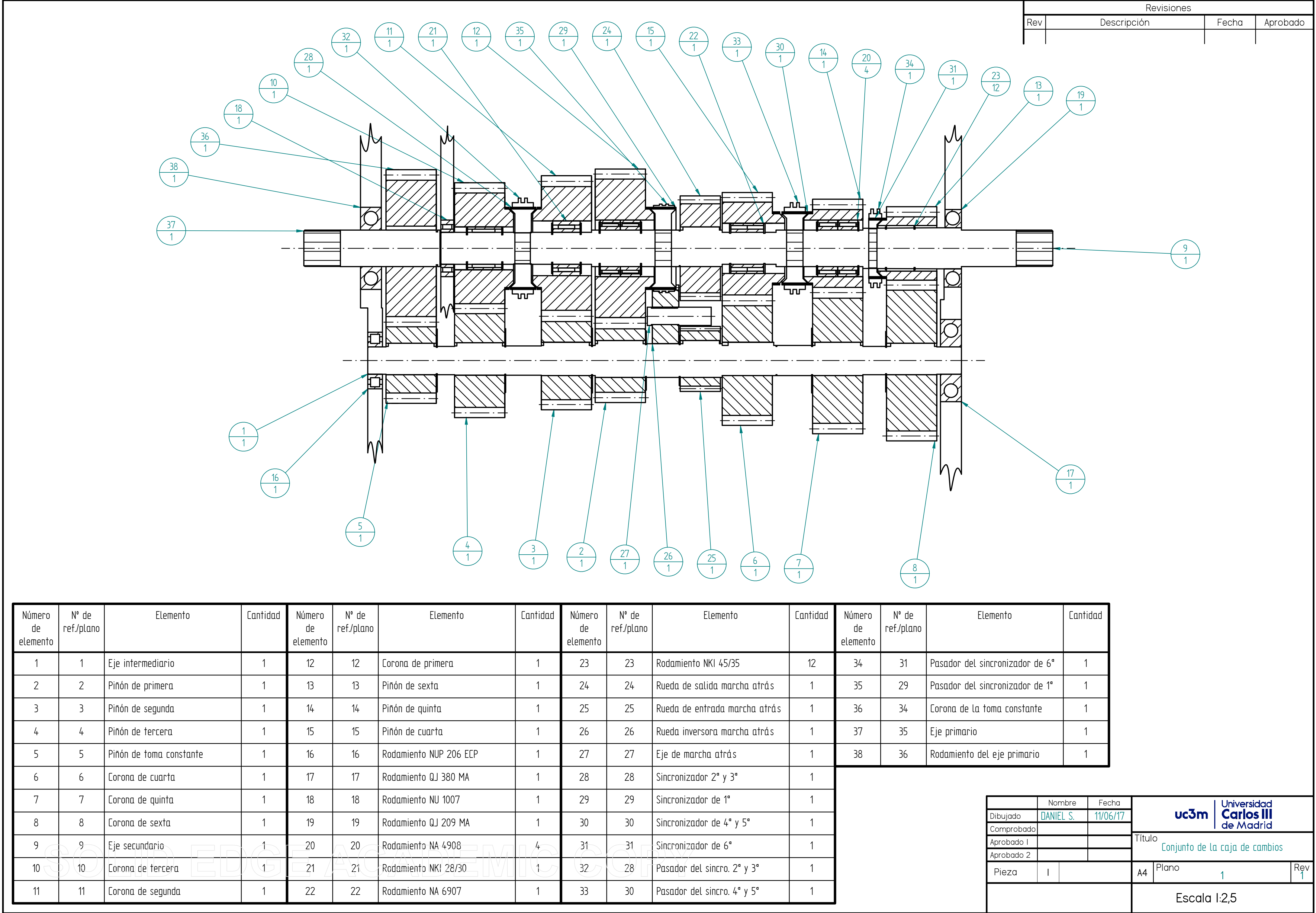
---

## ***PLANOS***

---

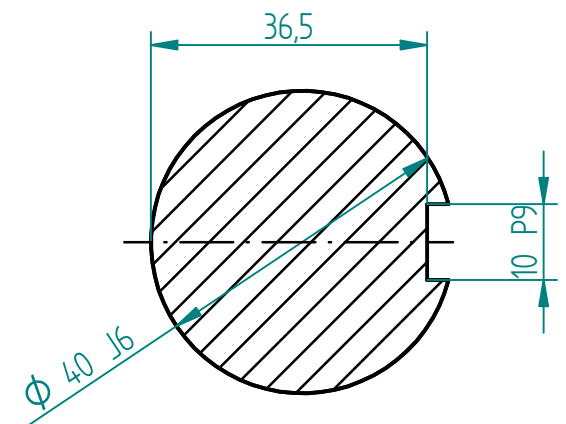
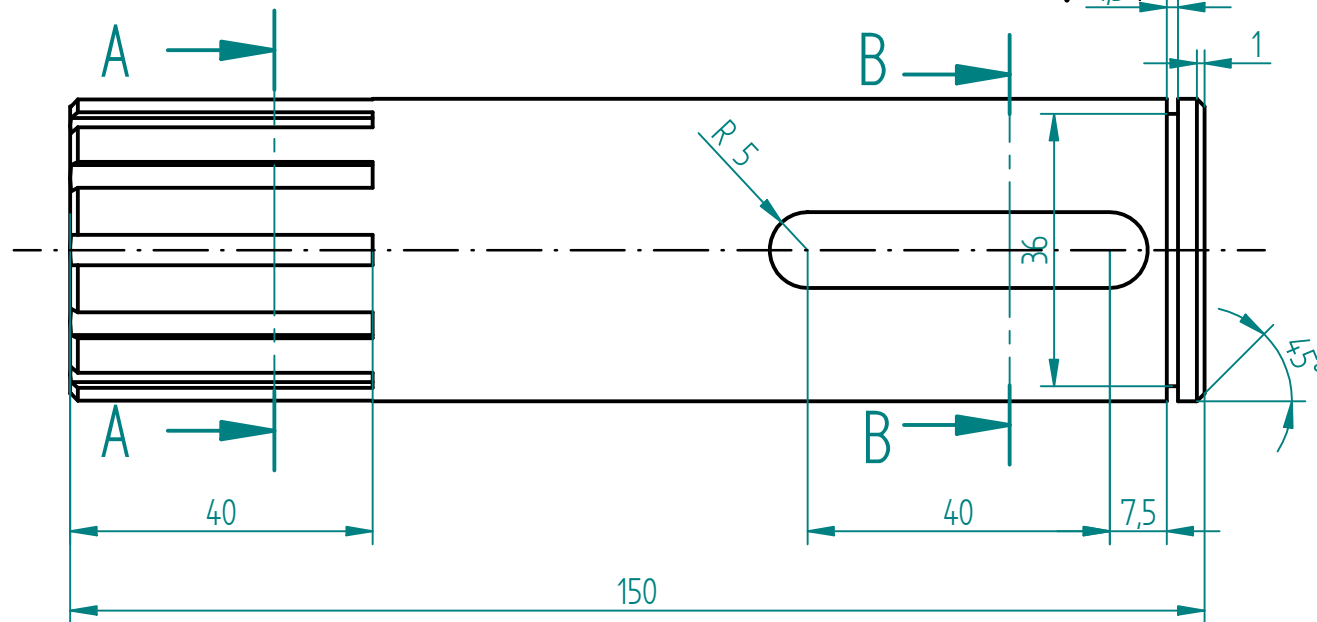
Daniel Salvador Carrasco

Leganés, 2017

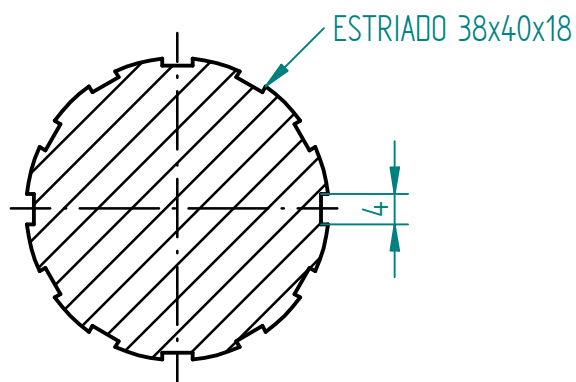


35

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado
15			



CORTE B-B



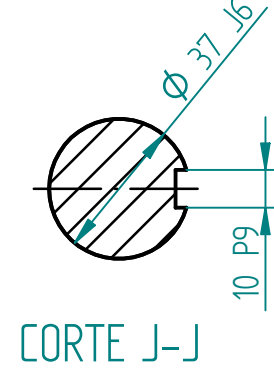
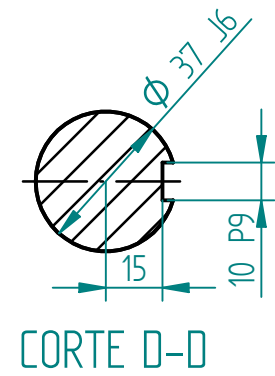
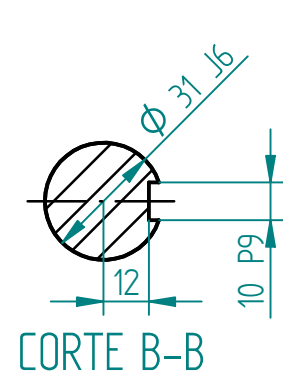
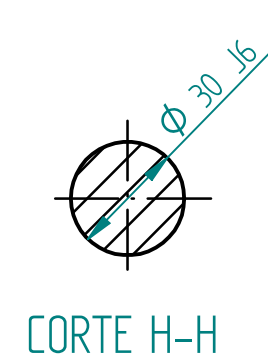
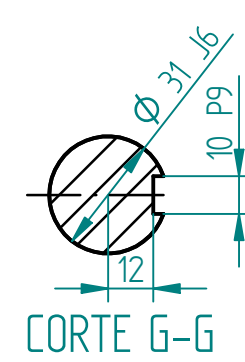
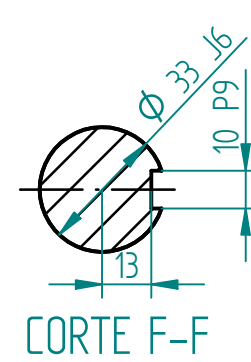
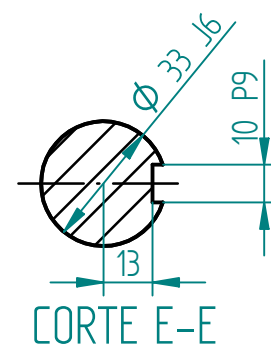
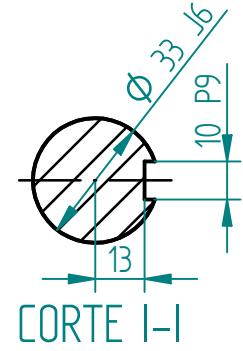
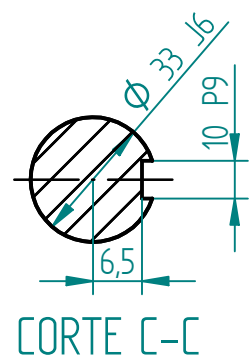
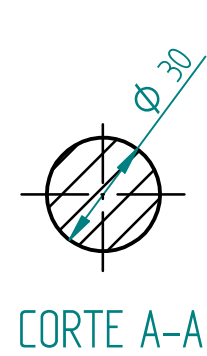
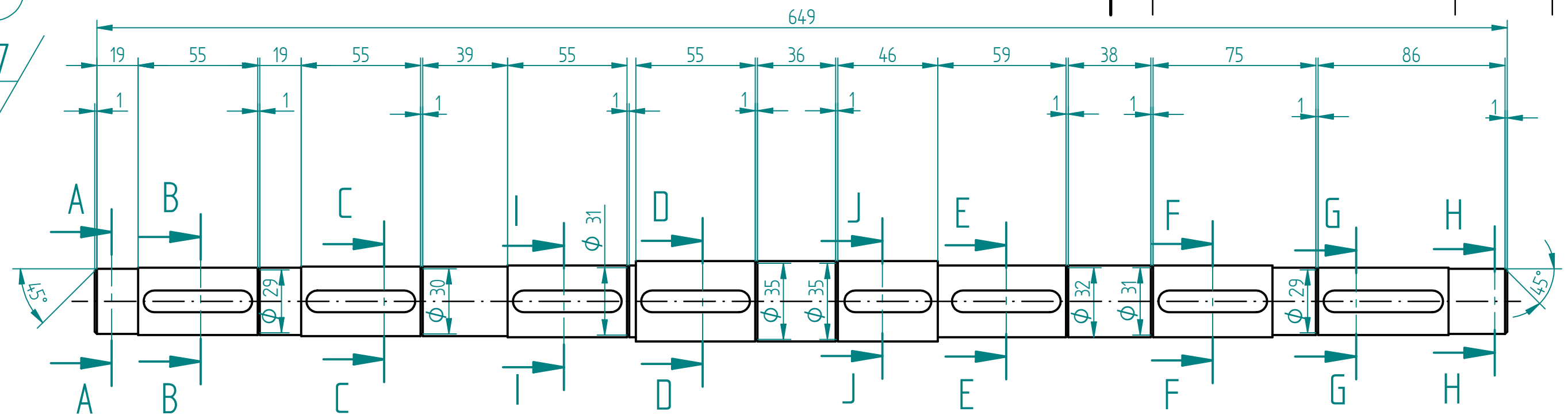
CORTE A-A

	Nombre	Fecha			
Dibujado	danis	11/06/17	Título EJE PRIMARIO		
Comprobado					
Aprobado I					
Aprobado 2					
Pieza	35		A4	Plano 1	Rev 1
			Escala 1:1		

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

1

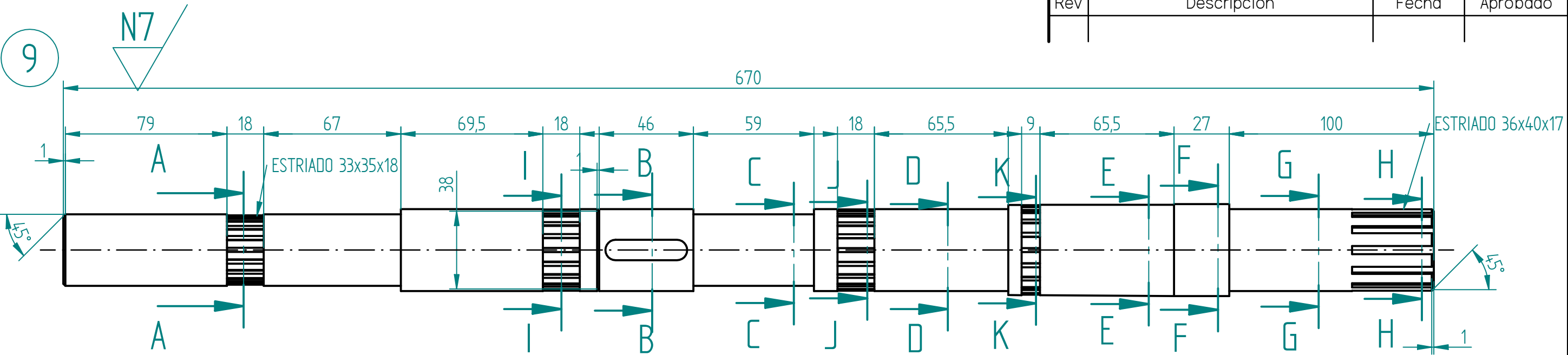
N7



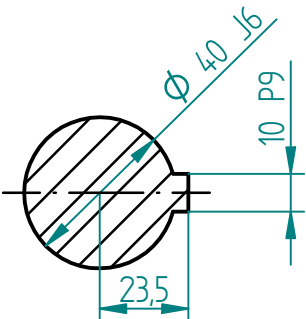
	Nombre	Fecha	<b>uc3m</b>   Universidad Carlos III de Madrid		
Dibujado	DANIEL S.	10/06/17			
Comprobado			Título Eje intermediario		
Aprobado 1					
Aprobado 2					
Pieza	I		A4	Plano 1	Rev 1
			Escala 1:2		

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

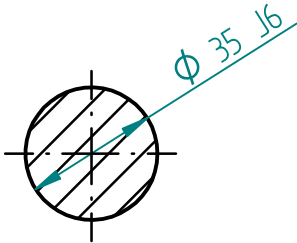
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



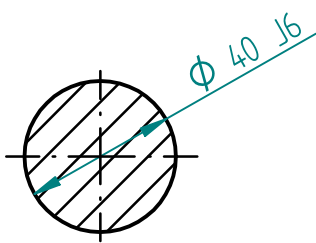
CORTE A-A



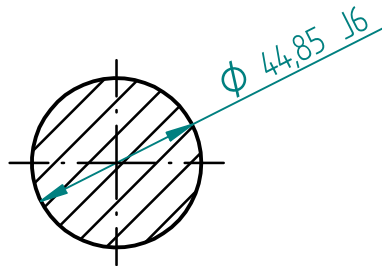
CORTE B-B



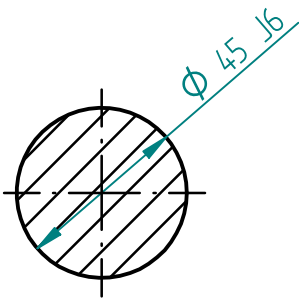
CORTE C-C



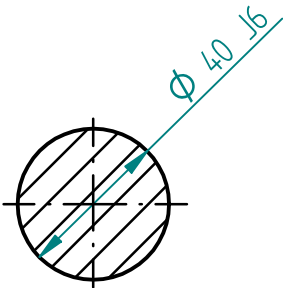
CORTE D-D



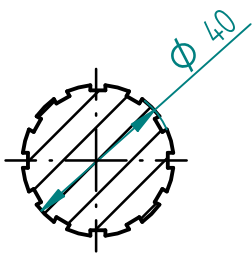
CORTE E-E



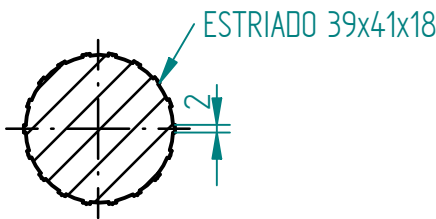
CORTE F-F



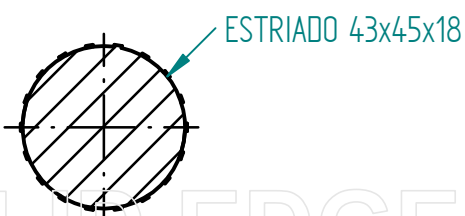
CORTE G-G



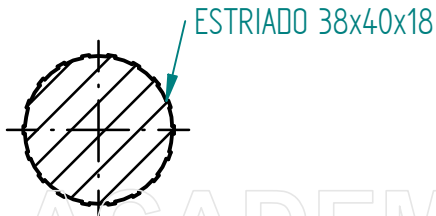
CORTE H-H



CORTE I-I



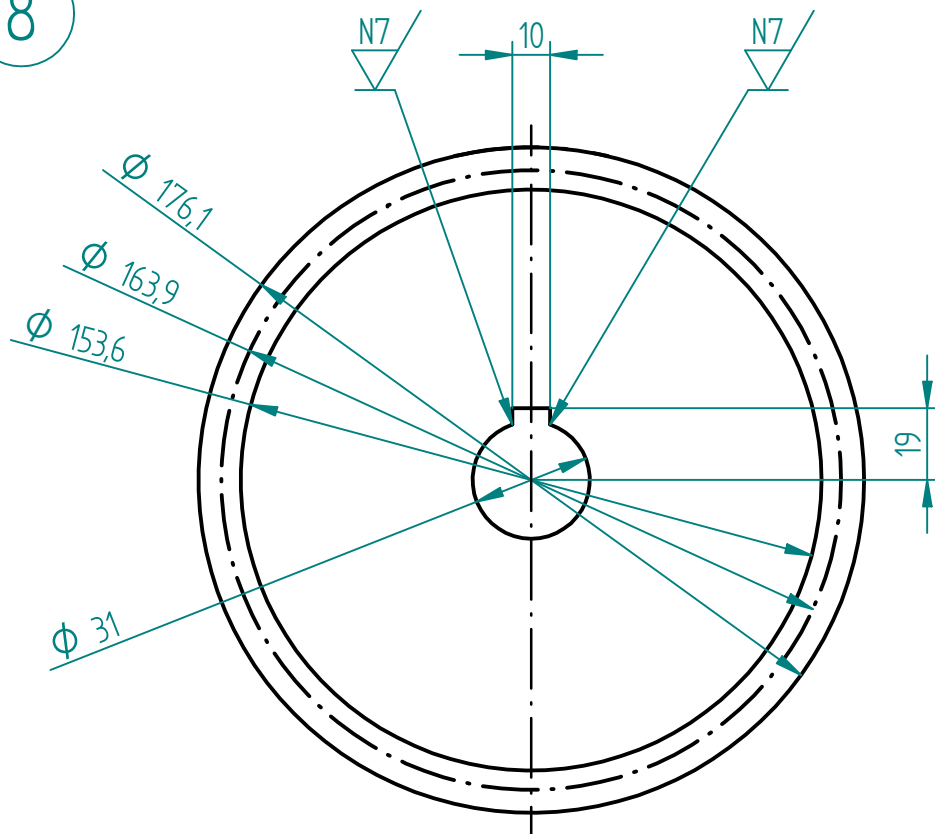
CORTE K-K



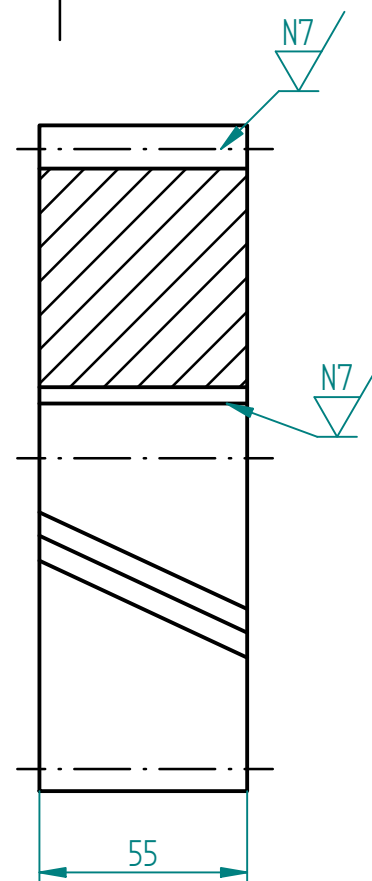
CORTE J-J

	Nombre		Fecha		<div><div>uc3m</div><div>Universidad Carlos III de Madrid</div></div>		
Dibujado	DANIEL S.		11/06/17				
Comprobado					Título Eje secundario		
Aprobado I							
Aprobado 2							
Pieza	9				A4	Plano 1	Rev 1
					Escala 1:2		

8



Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



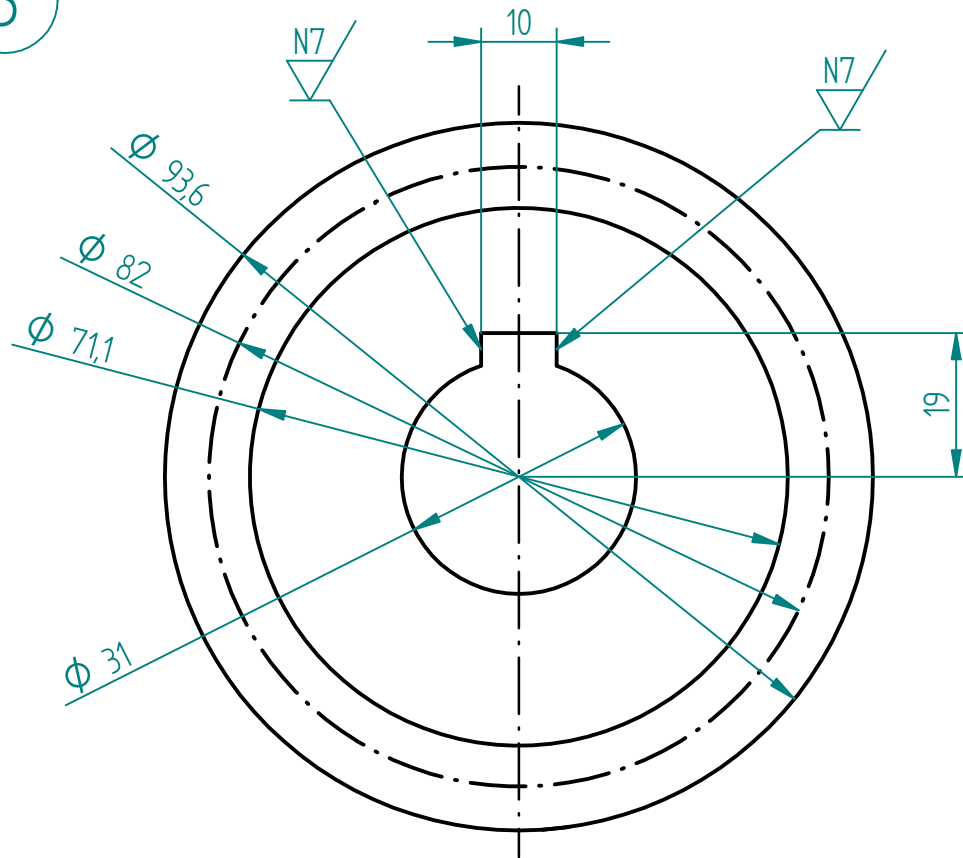
Módulo	5 mm
Dientes	30
Radio primitivo	81,96 mm
Ángulo de hélice	23,79°
Sentido de la hélice	Derecha

	Nombre	Fecha	<b>uc3m</b>   Universidad Carlos III de Madrid	
Dibujado	DANIEL S.	12/06/17		
Comprobado			Título Toma constante corona	
Aprobado 1				
Aprobado 2			A4 Plano 1 Rev 1	
Pieza	8			
			Escala 1:2	

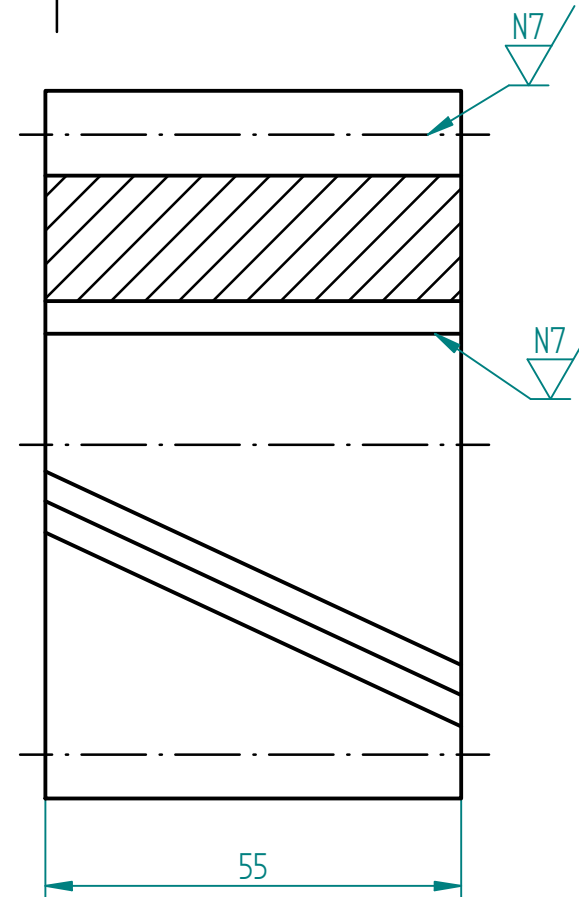
SOLID EDGE ACADEMIC COPY



5



Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

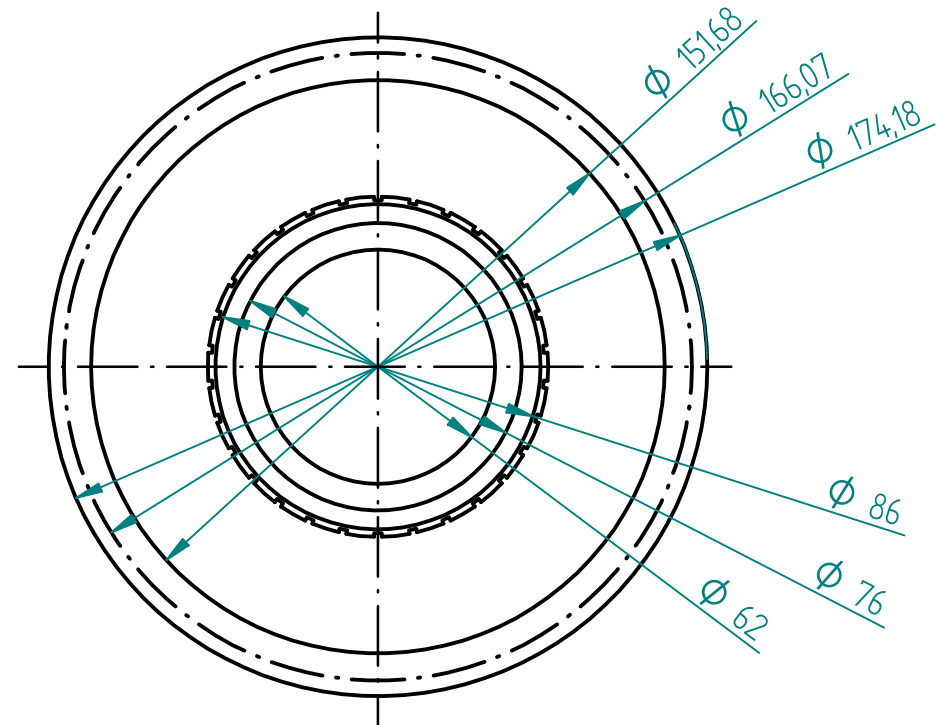
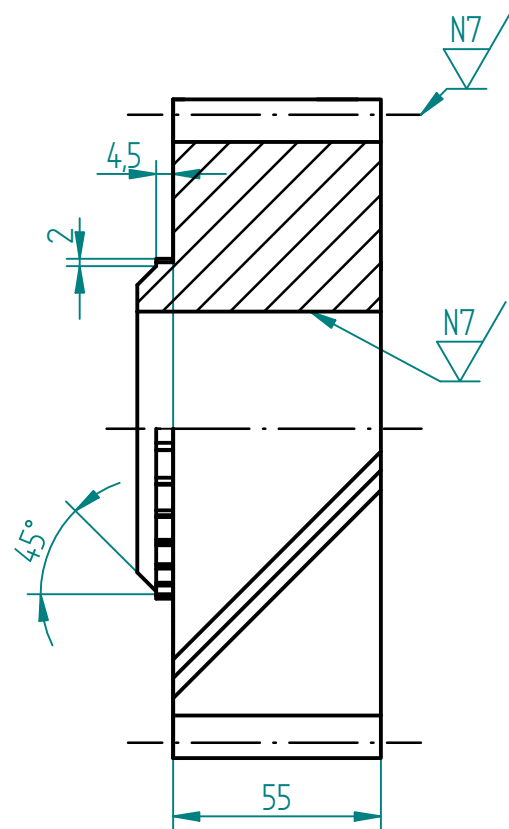


Módulo	5 mm
Dientes	30
Radio primitivo	82 mm
Ángulo de hélice	23,79°
Sentido de la hélice	Derecha

Nombre		Fecha	<div> <div>uc3m</div> <div>           Universidad  <b>Carlos III</b>            de Madrid         </div> </div>	
Dibujado	DANIEL S.	10/06/17		
Comprobado				
Aprobado 1				
Aprobado 2			Título	
Pieza			Toma constante piñón	
5			A4	Plano
			1	Rev 1
			Escala 1:1	

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

12

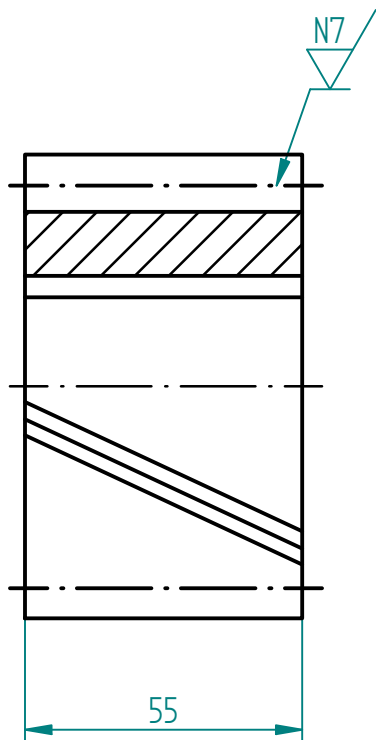


Módulo	5 mm
Dientes	30
Radio primitivo	86,04 mm
Ángulo de hélice	20°
Sentido de la hélice	Izquierda

	Nombre		Fecha	<div><div>uc3m</div><div>Universidad Carlos III de Madrid</div></div>		
Dibujado	DANIEL S.		10/06/17			
Comprobado				Título  Corona primera		
Aprobado I						
Aprobado 2						
Pieza	I2			A4	Plano  1	Rev  1
				Escala 1:2		

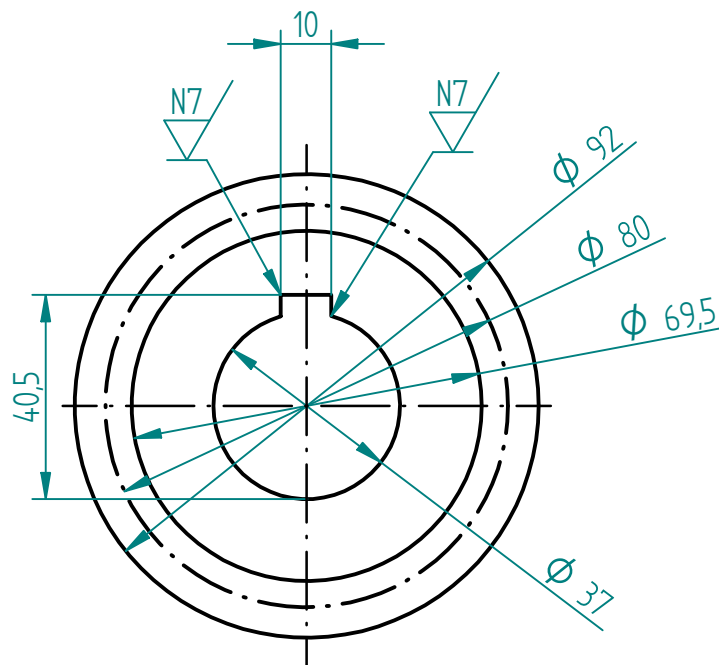
SOLID EDGE ACADEMIC COPY

12



Módulo	5 mm
Dientes	15
Radio primitivo	40 mm
Ángulo de hélice	20°
Sentido de la hélice	Derecha

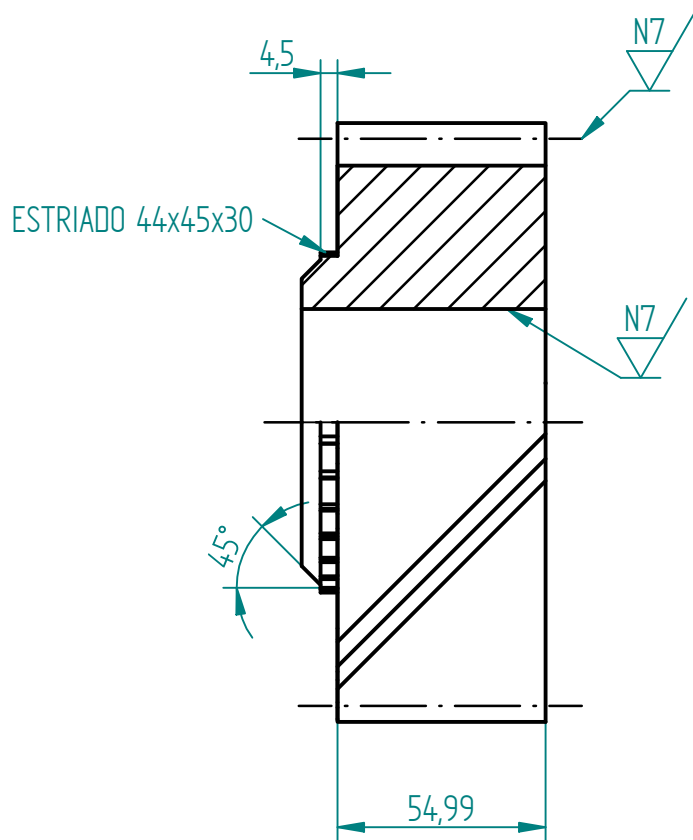
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



	Nombre		Fecha		<div> <div>uc3m</div> <div>           Universidad  <b>Carlos III</b>            de Madrid         </div> </div>		
Dibujado	DANIEL S.		12/06/17		Título <div>Piñón primera</div>		
Comprobado							
Aprobado I							
Aprobado 2							
Pieza	I2				A4	Plano <div>1</div>	Rev <div>1</div>
					Escala 1:2		

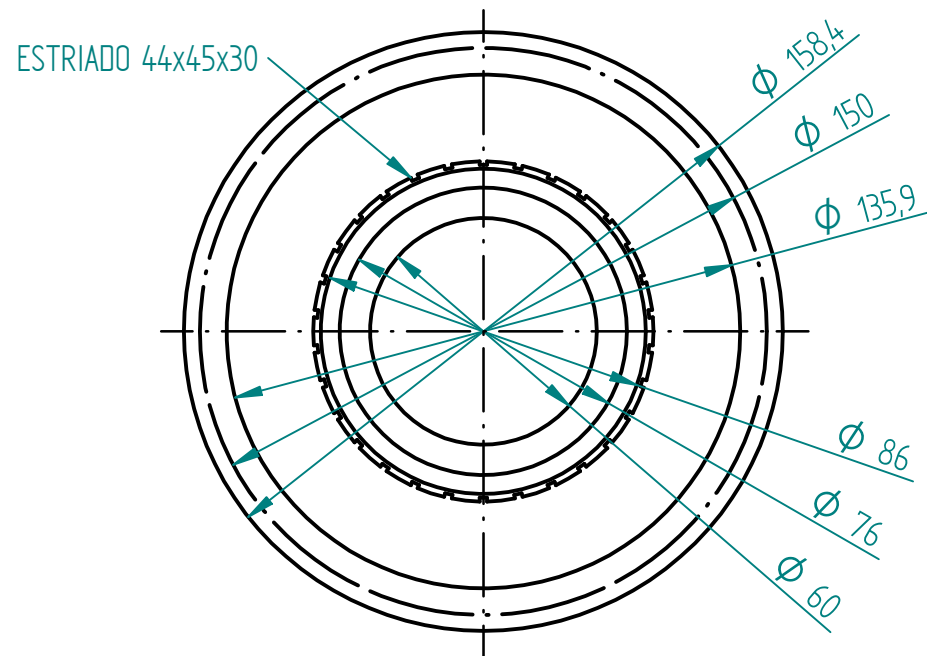
Sentido de la hélice	Derecha
----------------------	---------


11



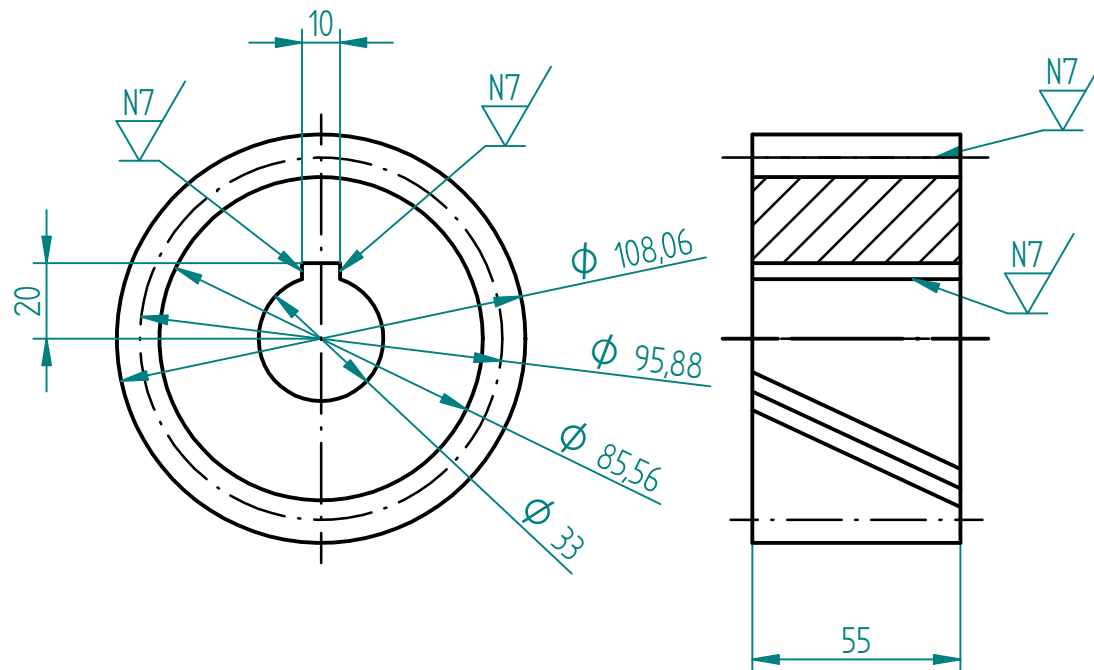
Módulo	5 mm
Dientes	28
Radio primitivo	75 mm
Ángulo de hélice	20,17°
Sentido de la hélice	Izquierda

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



	Nombre	Fecha			
Dibujado	DANIEL S.	10/06/17	Título Corona segunda		
Comprobado					
Aprobado I					
Aprobado 2					
Pieza	II		A4	Plano 1	Rev 1
			Escala I:I		

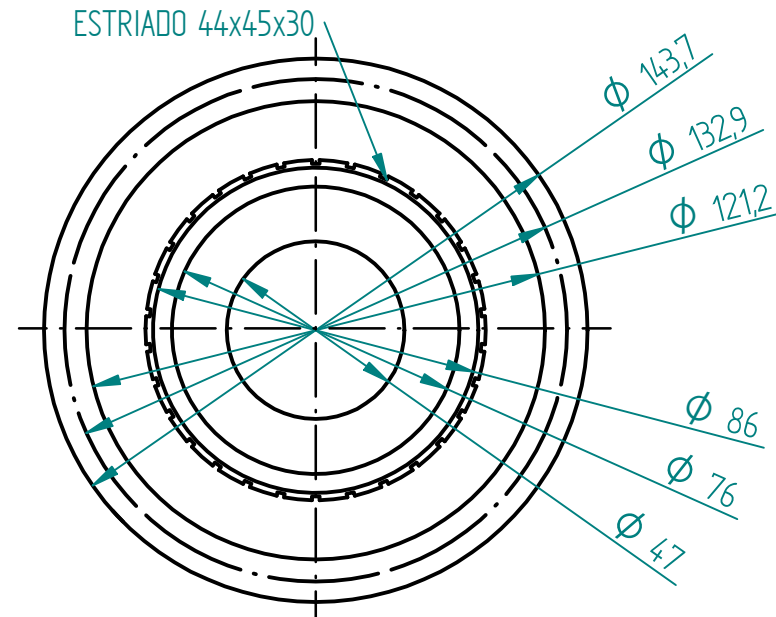
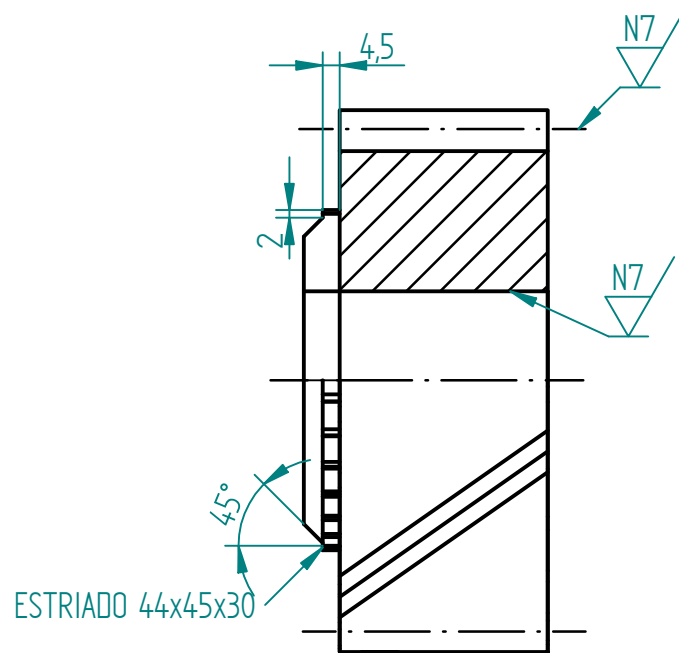
3



Módulo	5 mm
Dientes	18
Radio primitivo	47,94 mm
Ángulo de hélice	20,17°
Sentido de la hélice	Derecha

	Nombre		Fecha		<div>uc3m   Universidad Carlos III de Madrid</div>		
Dibujado	DANIEL S.		10/06/17				
Comprobado							
Aprobado I							
Aprobado 2					Título Piñón segunda		
Pieza	3						
					A4	Plano 1	Rev 1
					Escala 1:2		

10



Módulo	5 mm
Dientes	25
Radio primitivo	66,45 mm
Ángulo de hélice	21,67°
Sentido de la hélice	Izquierda

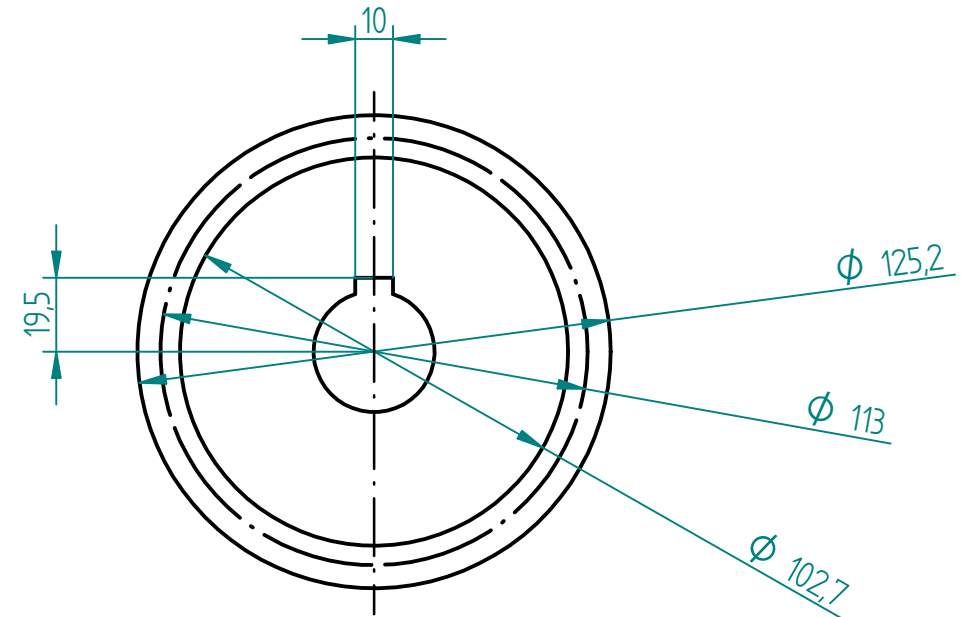
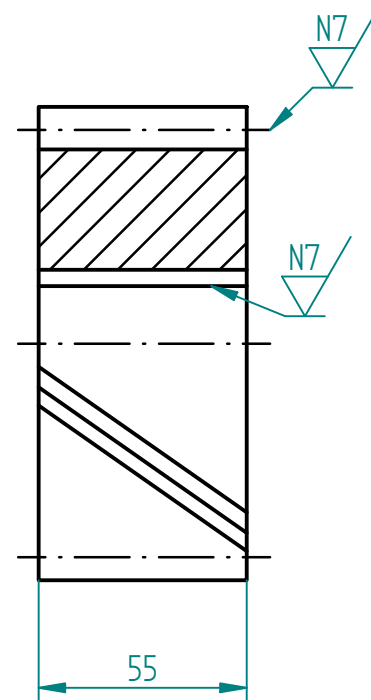
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

Nombre		Fecha	 	
Dibujado	DANIEL S.	10/06/17		
Comprobado			Título	
Aprobado 1				
Aprobado 2			Corona tercera	
Pieza	10		A4	Plano
			1	Rev 1
			Escala 1:2	


SOLID EDGE ACADEMIC COPY

4

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

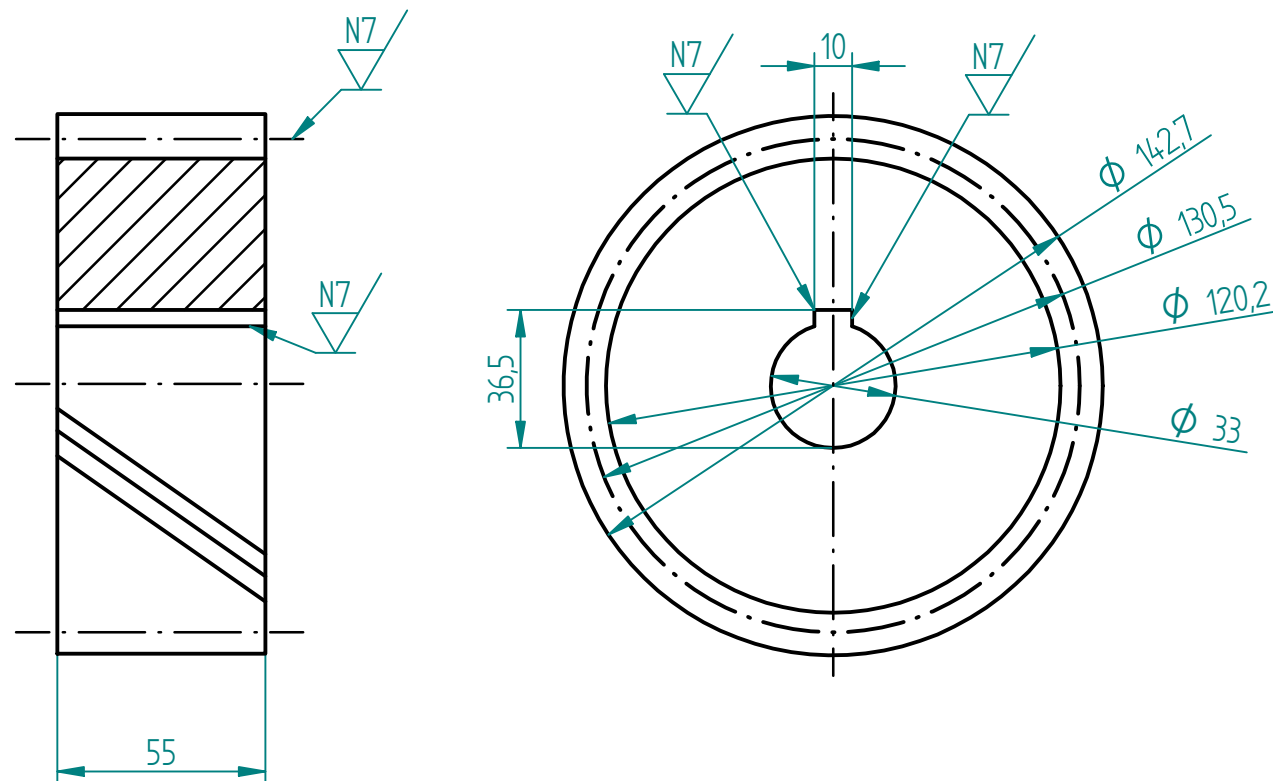


Módulo	5 mm
Dientes	21
Radio primitivo	56,49 mm
Ángulo de hélice	21,67°
Sentido de la hélice	Derecha


	Nombre		Fecha				
Dibujado	DANIEL S,		10/06/17		Título Piñon tercera		
Comprobado							
Aprobado I							
Aprobado 2							
Pieza	4				A4	Plano 1	Rev 1
					Escala 1:2		

6

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



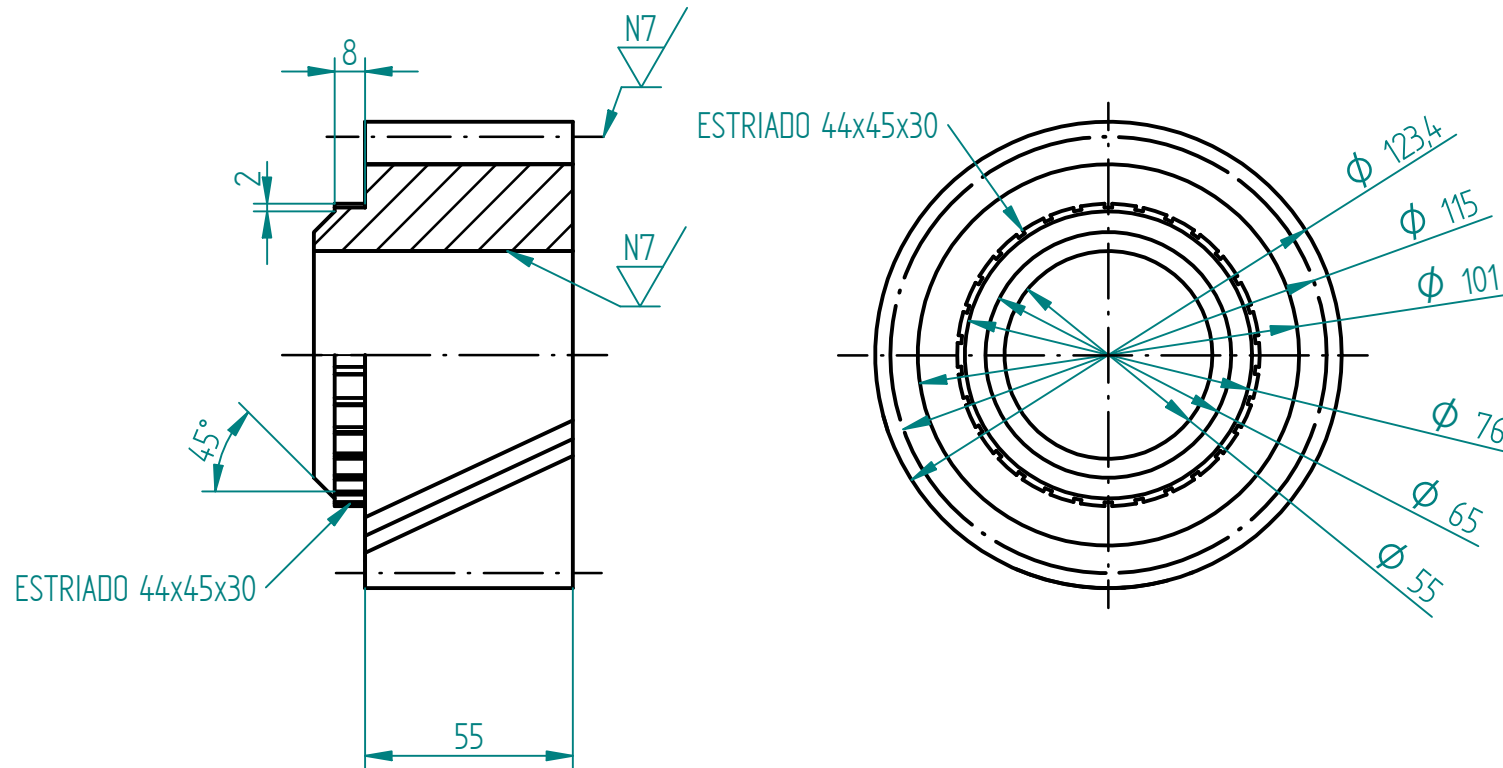
Módulo	5 mm
Dientes	24
Radio primitivo	65,24 mm
Ángulo de hélice	23,12°
Sentido de la hélice	Derecha

	Nombre	Fecha			
Dibujado	DANIEL S.	10/06/17	Título Corona cuarta		
Comprobado					
Aprobado I					
Aprobado 2					
Pieza	6		A4	Plano 1	Rev 1
			Escala 1:1		



15

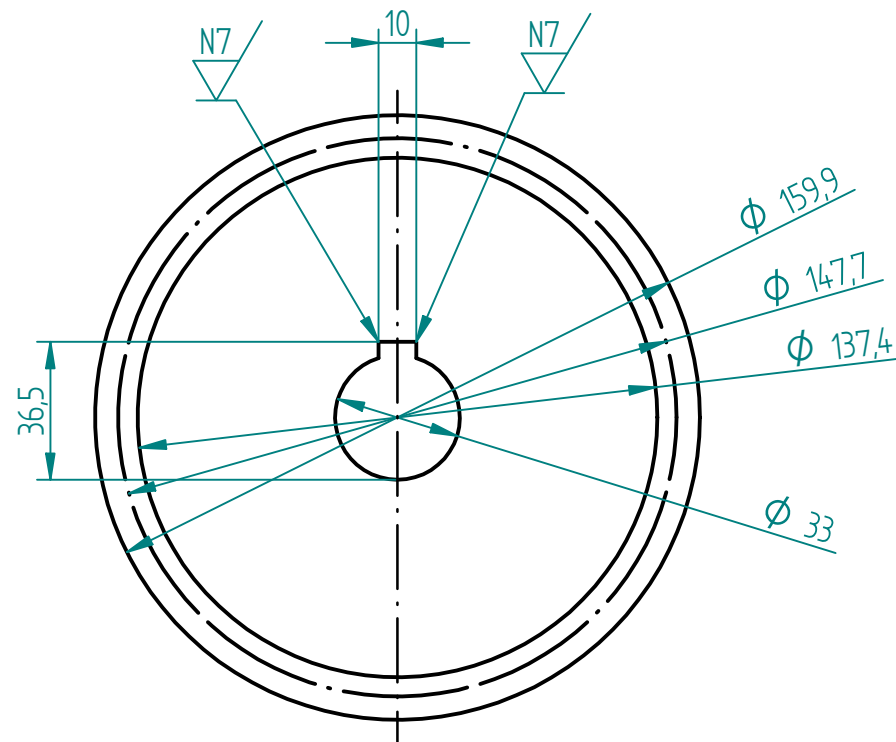
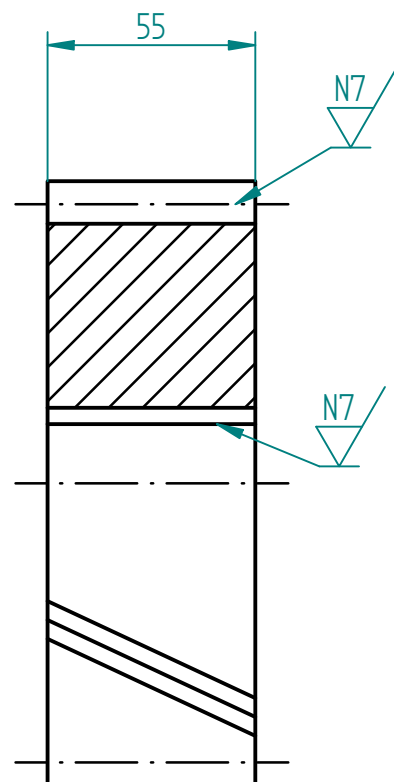
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



Módulo	5 mm
Dientes	21
Radio primitivo	57,70 mm
Ángulo de hélice	23,12°
Sentido de la hélice	Izquierda

	Nombre	Fecha	<div> <div>uc3m</div> <div>             Universidad  <b>Carlos III</b>              de Madrid           </div> </div>		
Dibujado	DANIEL	10/06/17	Título <div>Piñón cuarta</div>		
Comprobado					
Aprobado I					
Aprobado 2					
Pieza	15		A4	Plano <div>1</div>	Rev <div>1</div>
			Escala 1:1		

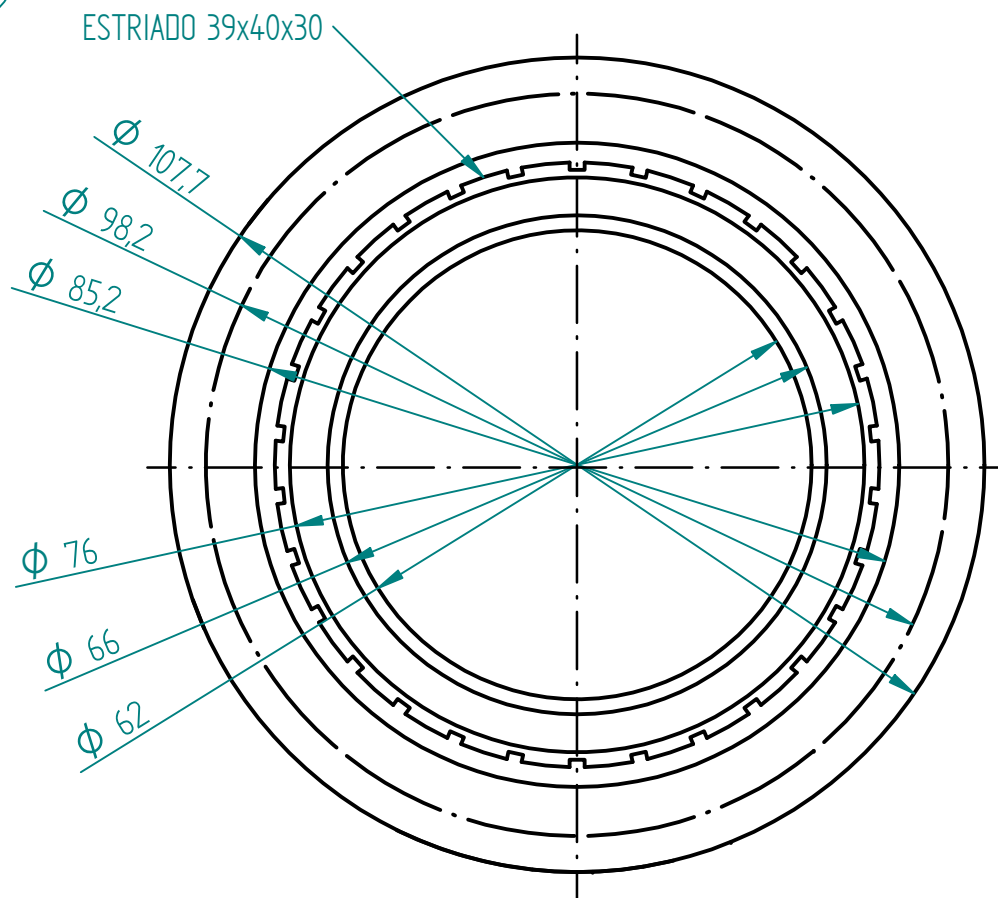
7



Módulo	5 mm
Dientes	27
Radio primitivo	73,84 mm
Ángulo de hélice	23,91°
Sentido de la hélice	Derecha

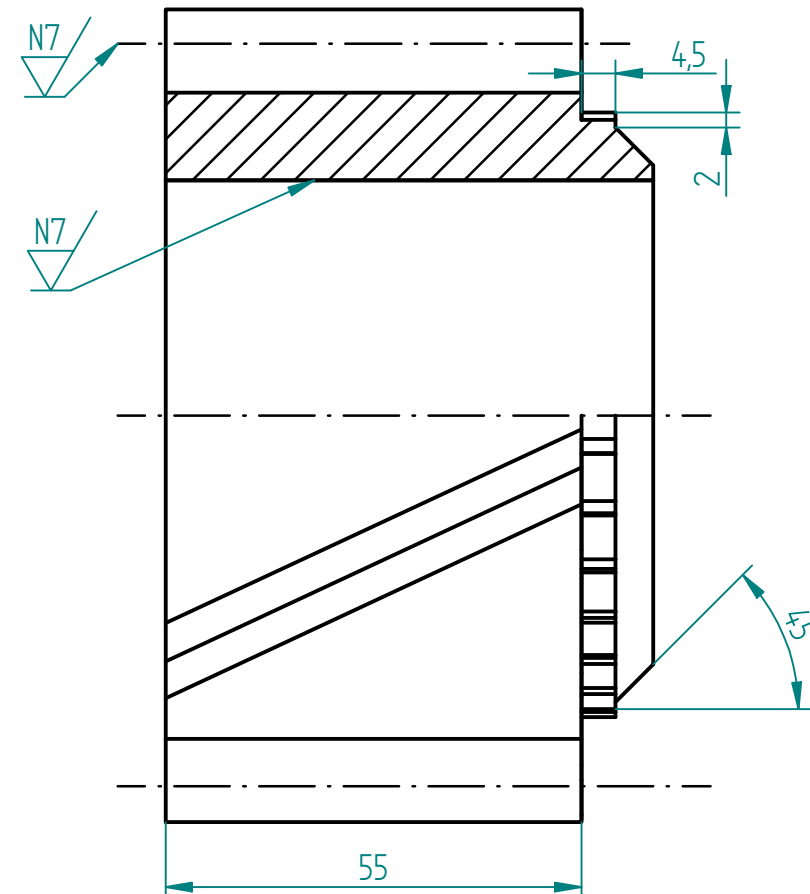
	Nombre		Fecha		<div><div>uc3m</div><div>Universidad Carlos III de Madrid</div></div>		
Dibujado	DANIEL S,		10/06/17				
Comprobado							
Aprobado 1							
Aprobado 2					Título Quinta corona		
Pieza	7						
				A4	Plano	1	Rev 1
				Escala 1:2			

14



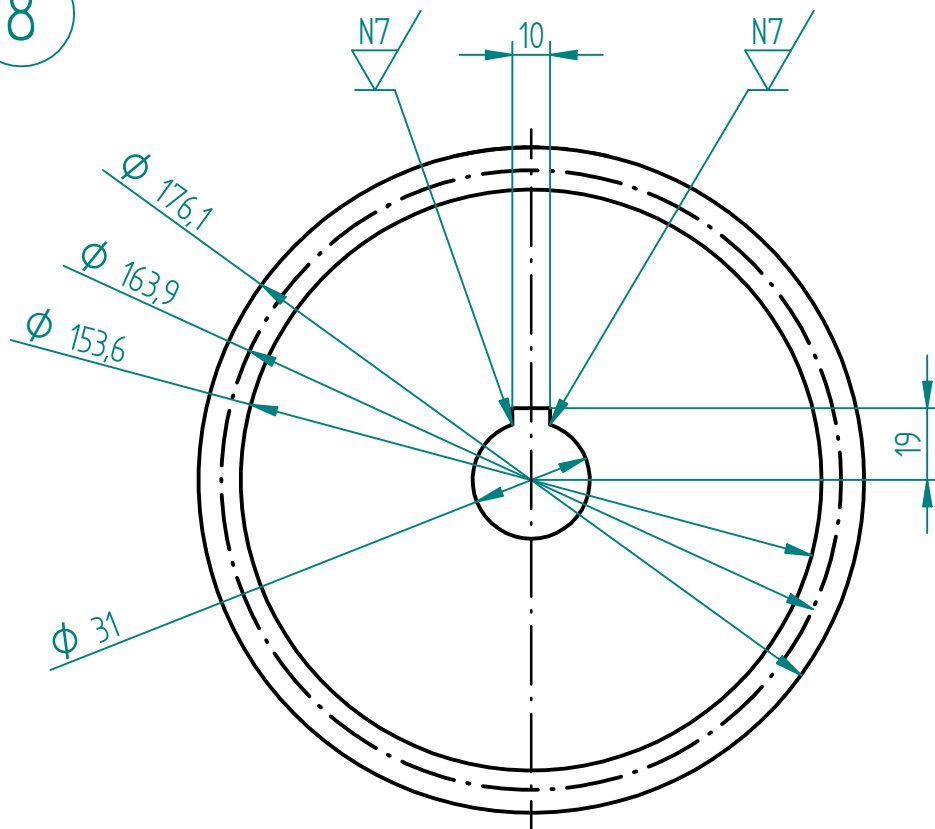
Módulo	5 mm
Dientes	18
Radio primitivo	49,10 mm
Ángulo de hélice	23,91°
Sentido de la hélice	Izquierda

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

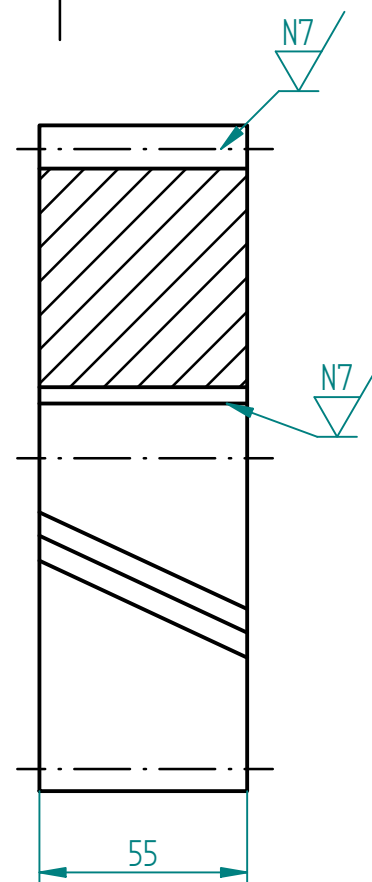


		Nombre	Fecha	<div>uc3m   Universidad Carlos III de Madrid</div>		
Dibujado		DANIEL S.	10/06/17	<div>Título</div> <div>Quinta piñón</div>		
Comprobado						
Aprobado I						
Aprobado 2						
Pieza		14		A4	Plano	Rev
					1	1
				Escala 1:1		

8



Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

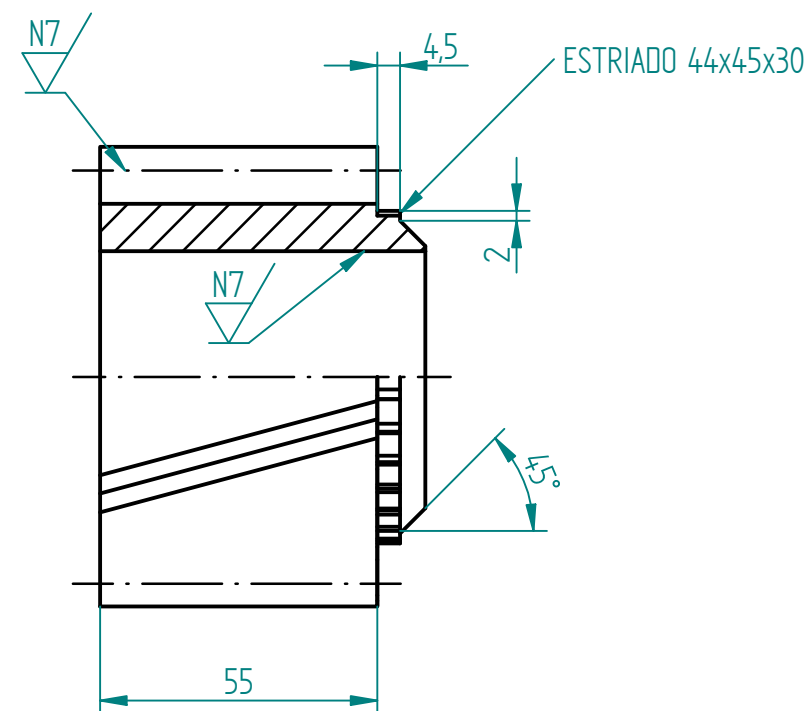
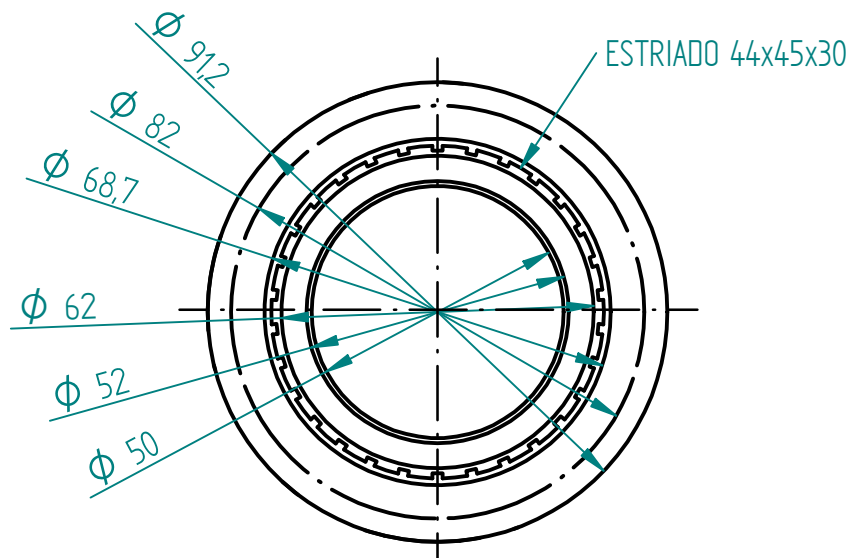


Módulo	5 mm
Dientes	30
Radio primitivo	81,96 mm
Ángulo de hélice	23,79°
Sentido de la hélice	Derecha

	Nombre	Fecha	<b>uc3m</b>   Universidad Carlos III de Madrid		
Dibujado	DANIEL S.	10/06/17			
Comprobado			Título Corona sexta		
Aprobado 1					
Aprobado 2			A4   Plano 1   Rev 1		
Pieza	8				
			Escala 1:2		

SOLID EDGE ACADEMIC COPY

13

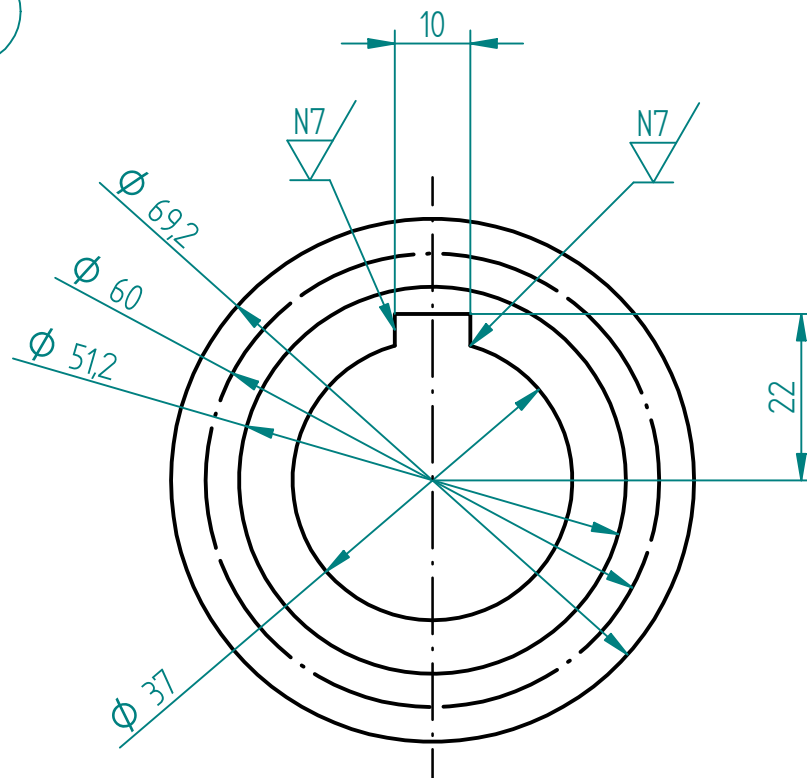


Módulo	5 mm
Dientes	15
Radio primitivo	40,98 mm
Ángulo de hélice	23,79°
Sentido de la hélice	Izquierda

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

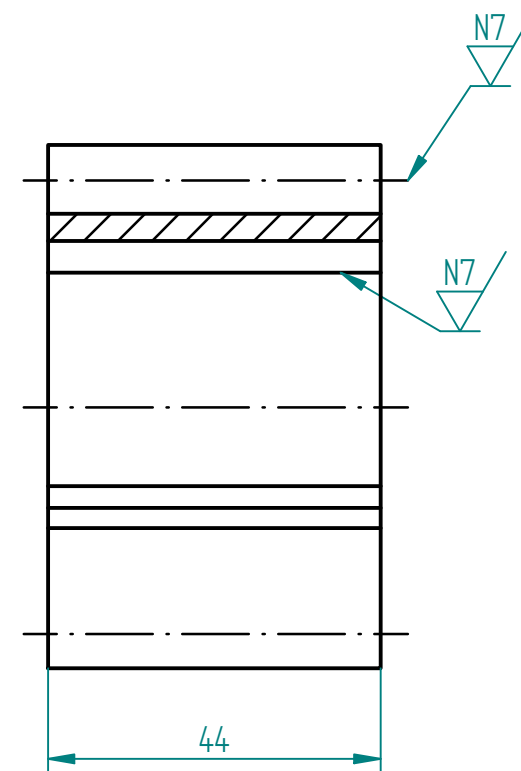
Nombre		Fecha	<b>uc3m</b>   Universidad Carlos III de Madrid	
Dibujado	DANIEL S.	10/06/17		
Comprobado			Título Sexta piñón	
Aprobado 1				
Aprobado 2			A4 Plano 1 Rev 1	
Pieza	I3			
			Escala 1:1,5	

24



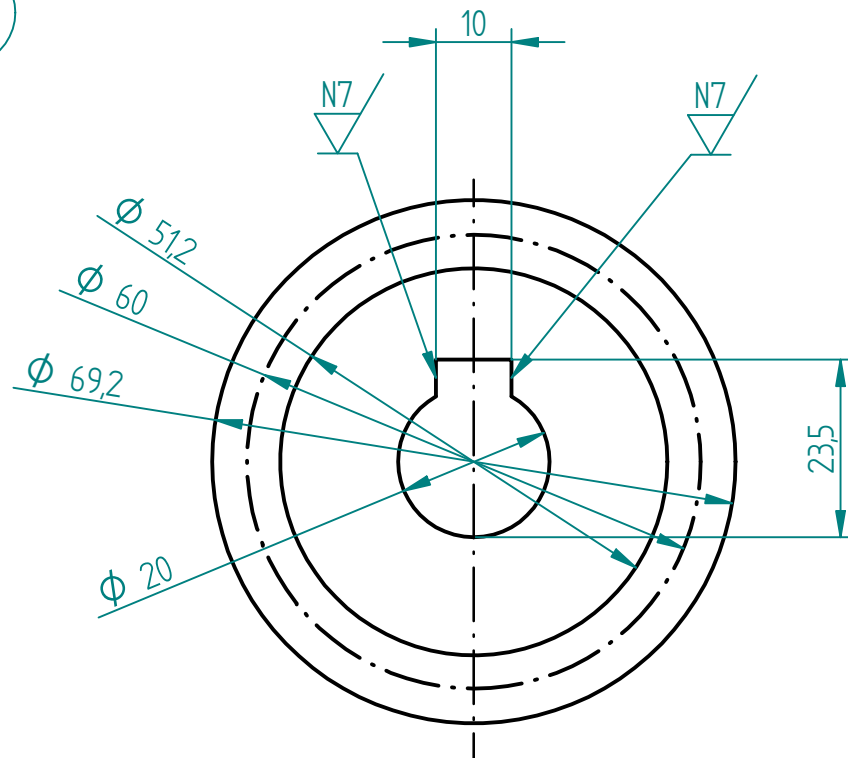
Módulo	4 mm
Dientes	15
Radio primitivo	30 mm
Ángulo de hélice	-
Sentido de la hélice	-

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

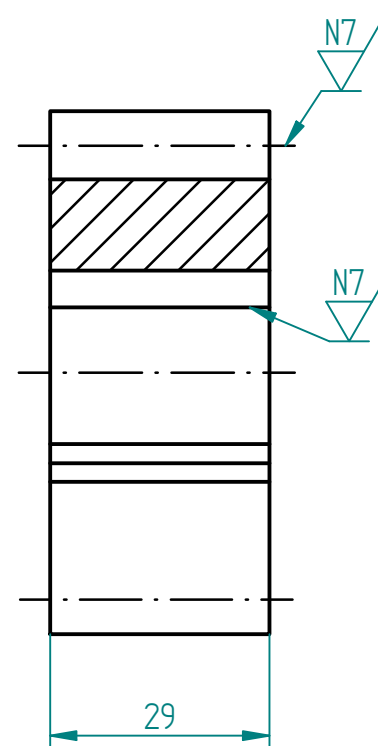


	Nombre		Fecha		<div>uc3m   Universidad Carlos III de Madrid</div>		
Dibujado	DANIEL S.		10/06/17				
Comprobado					Título Marcha atrás rueda entrada		
Aprobado I							
Aprobado 2							
Pieza	24				A4	Plano 1	Rev 1
					Escala 1:1		

26



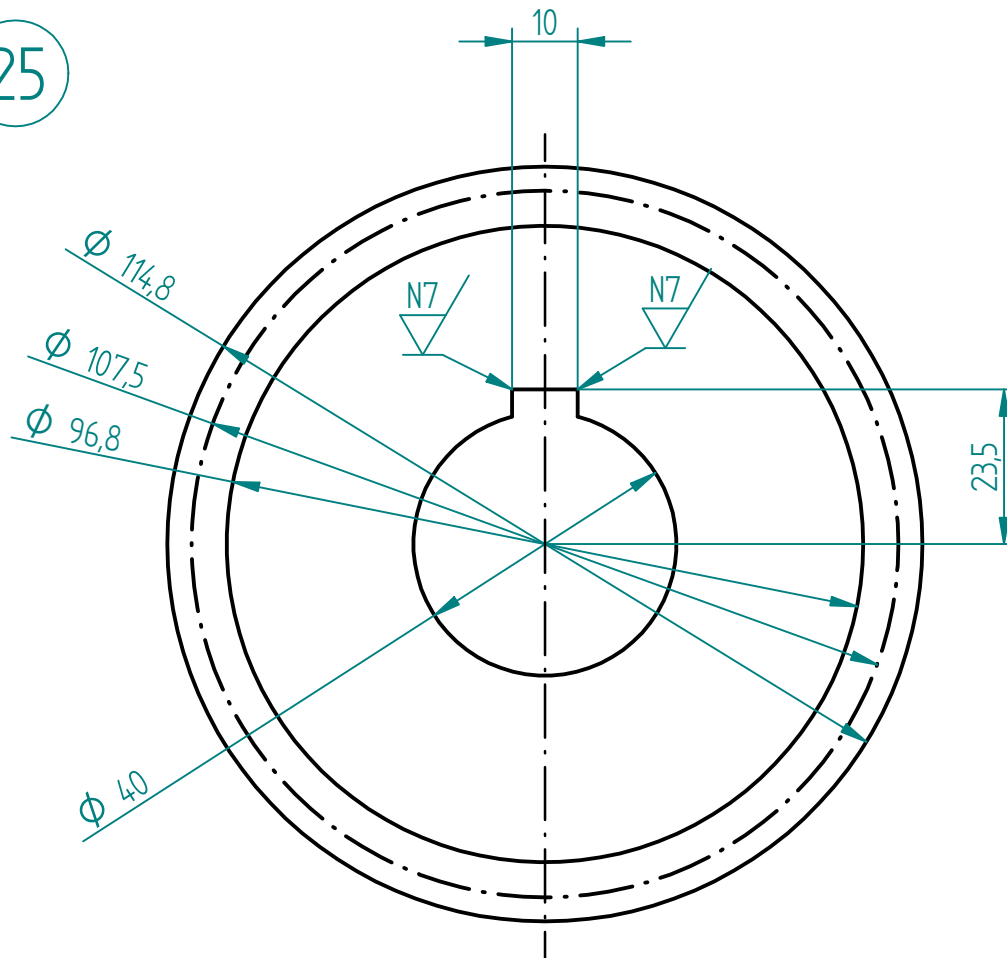
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



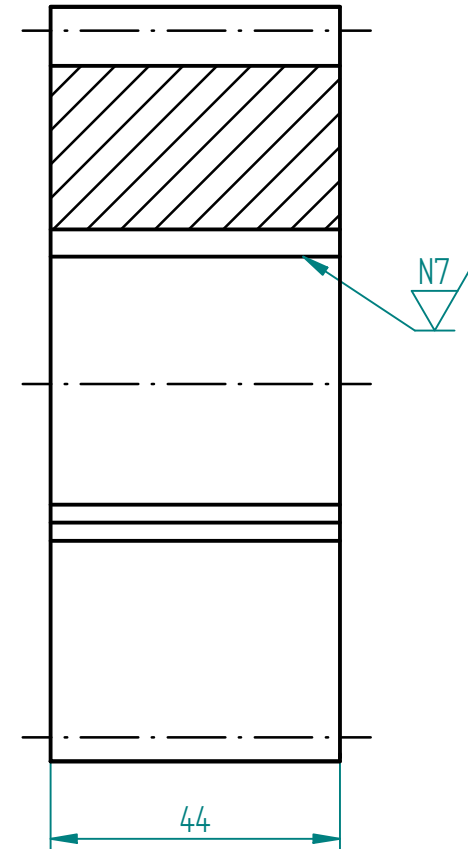
Módulo	4 mm
Dientes	15
Radio primitivo	30 mm
Ángulo de hélice	-
Sentido de la hélice	-

	Nombre	Fecha	<b>uc3m</b>   Universidad Carlos III de Madrid		
Dibujado	DANIE S.	10/06/17			
Comprobado			Título Marcha atrás rueda inversora		
Aprobado 1					
Aprobado 2			A4   Plano 1   Rev 1		
Pieza	26				
			Escala 1:1		

25



Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado



Módulo	4 mm
Dientes	27
Radio primitivo	53,75 mm
Ángulo de hélice	-
Sentido de la hélice	-

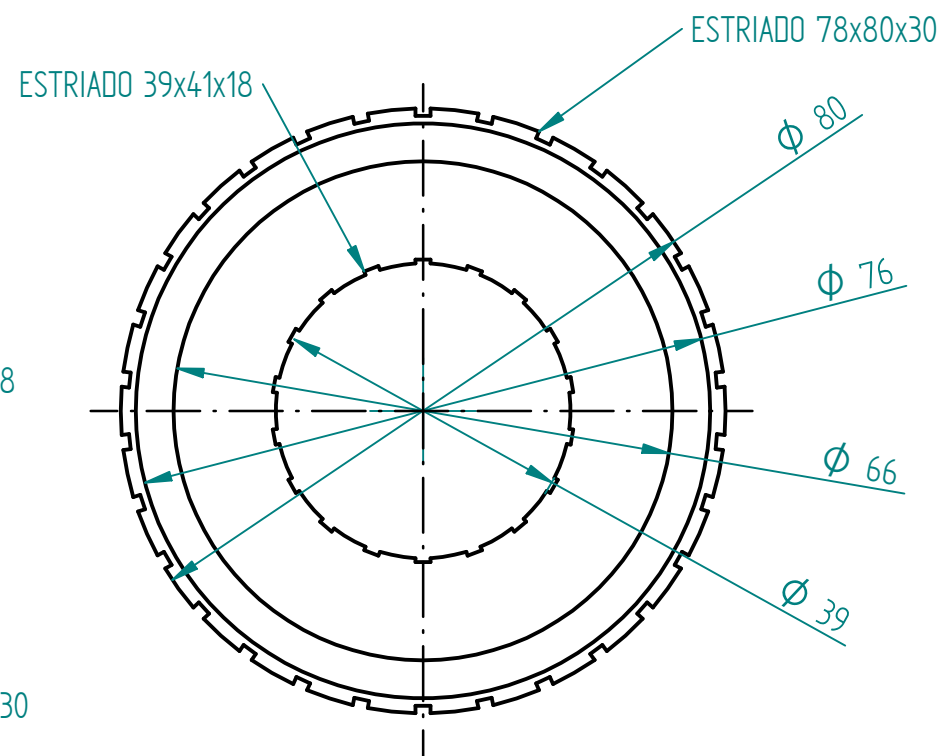
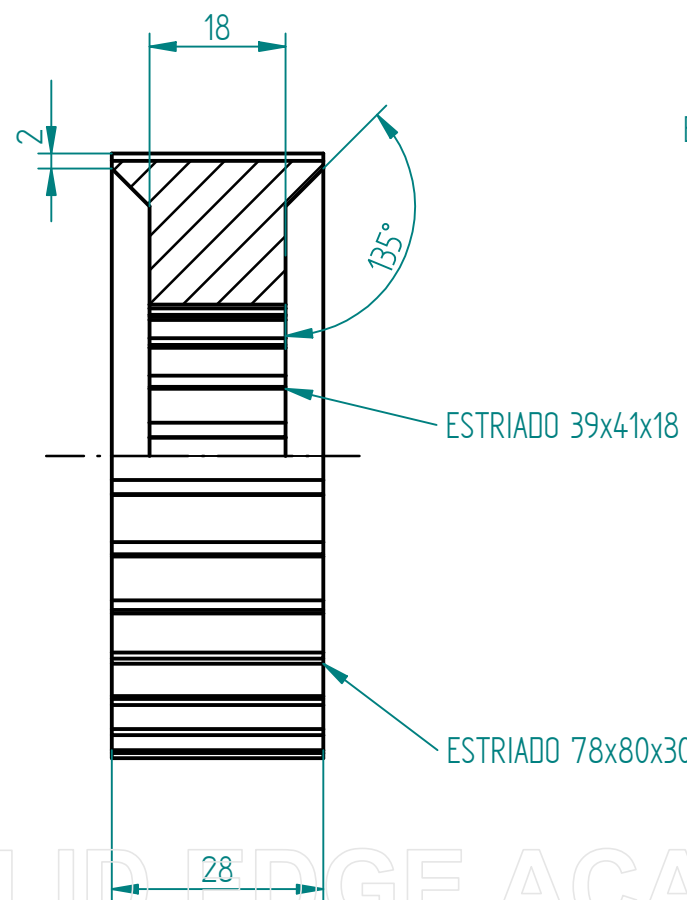
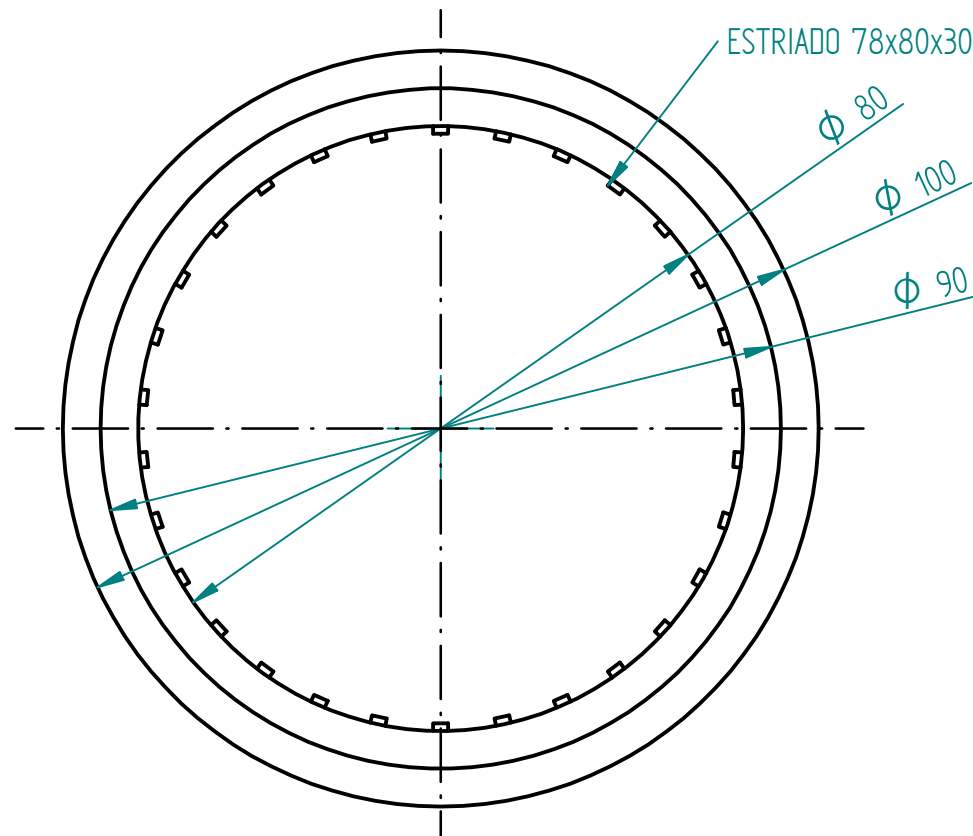
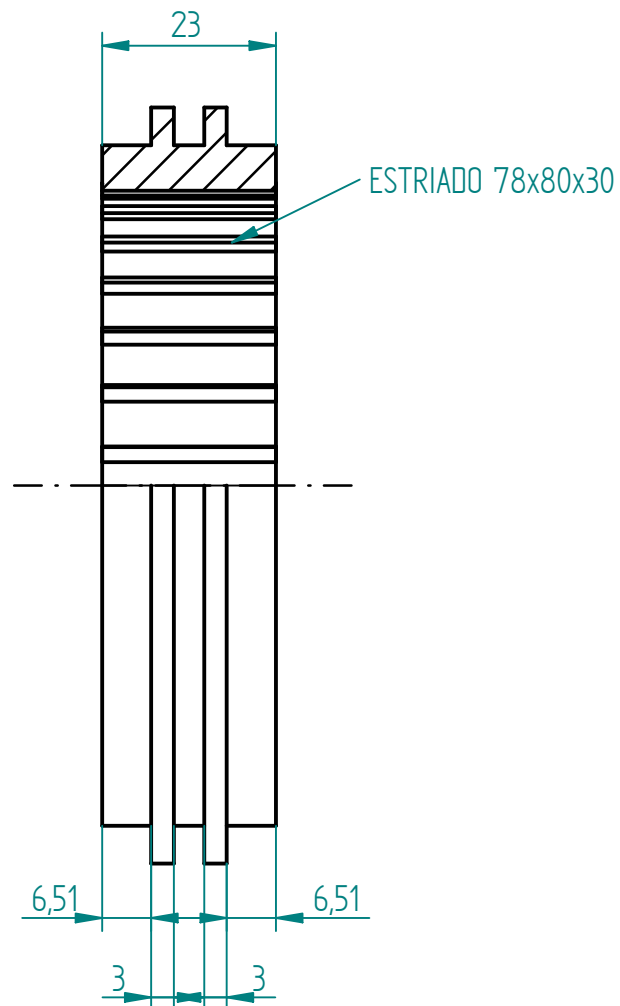
Nombre		Fecha	<b>uc3m</b>   Universidad Carlos III de Madrid		
Dibujado	DANIEL S.	10/06/17			
Comprobado			Título <b>Marcha atrás rueda salida</b>		
Aprobado 1					
Aprobado 2			A4 Plano <b>1</b> Rev <b>1</b>		
Pieza	25				
			Escala 1:1,5		

SOLID EDGE ACADEMIC COPY



30

N7



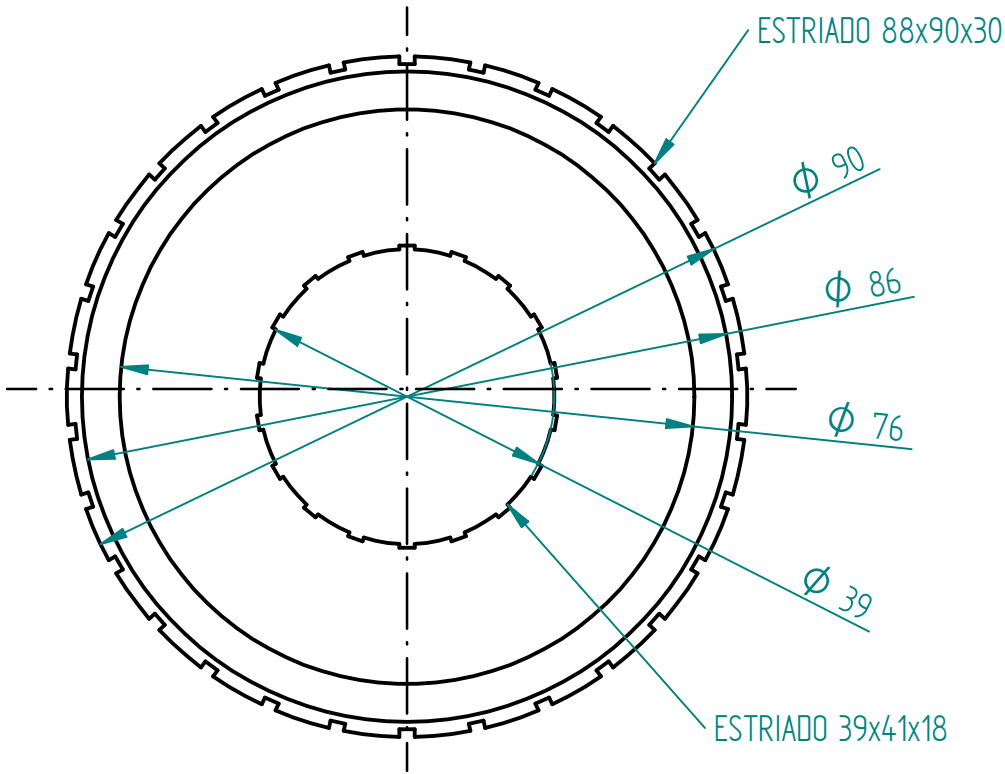
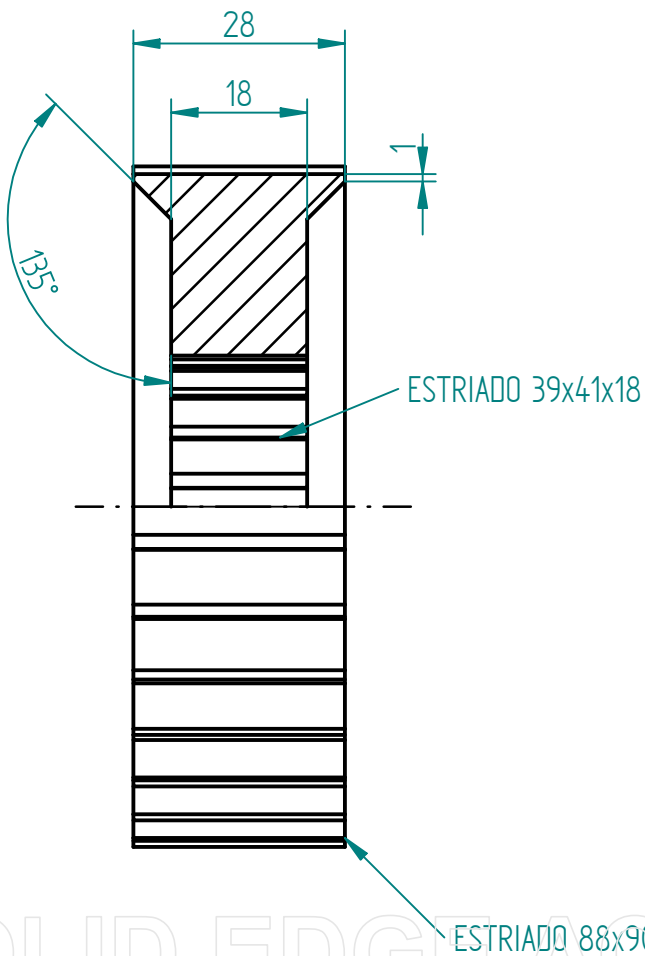
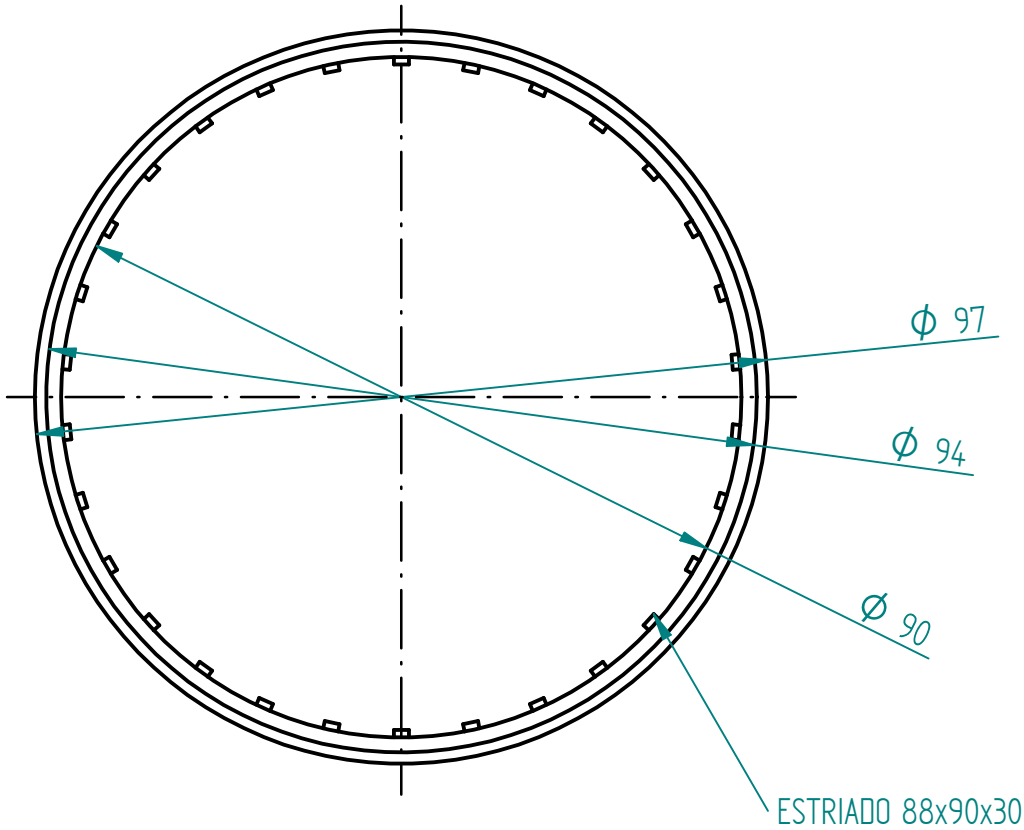
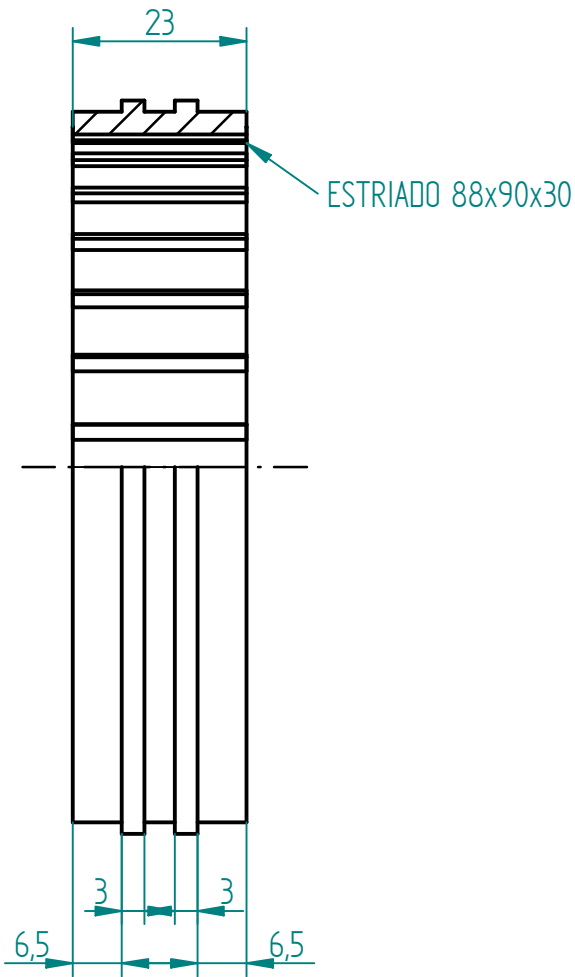
Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

		Nombre		Fecha		<div><div>uc3m</div><div>Universidad Carlos III de Madrid</div></div>		
Dibujado		DANIEL S.		11/06/17				
Comprobado								
Aprobado I								
Aprobado 2						Título SINCRONIZADOR DE CUARTA Y QUINTA		
Pieza		30						
				A4	Plano		1	Rev 1
				Escala 1:2				

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

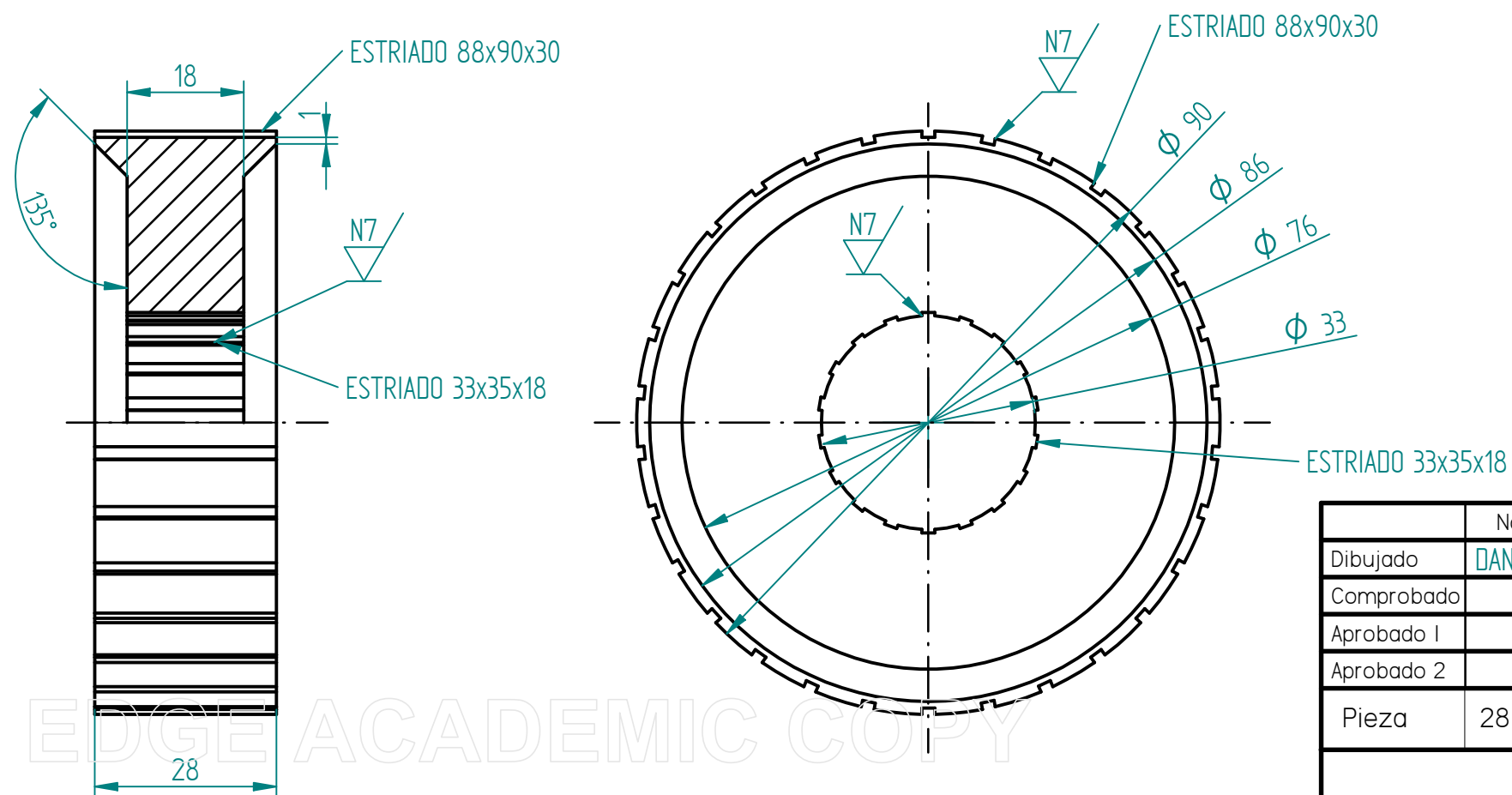
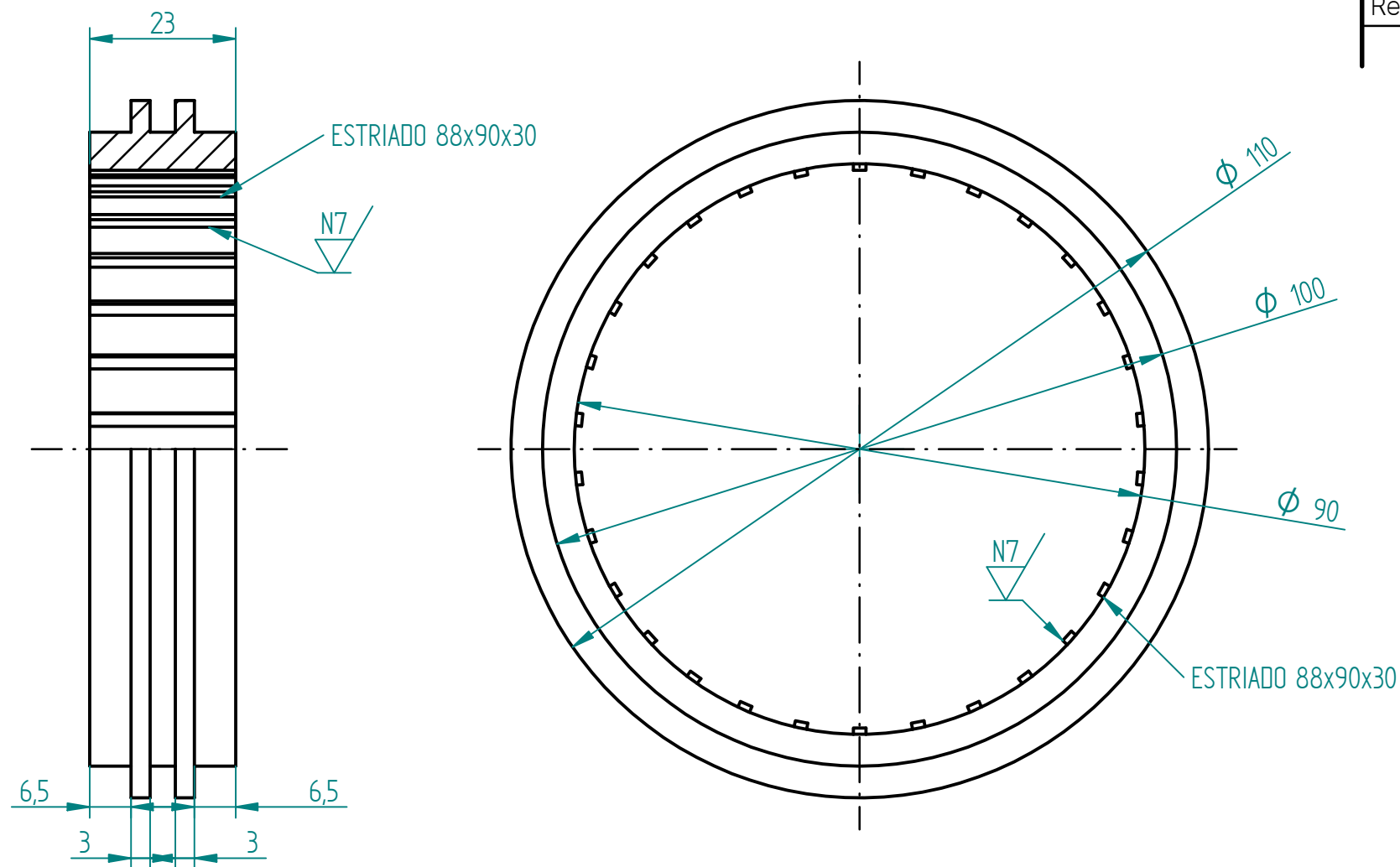
N7

29



	Nombre		Fecha		<div><div><div>uc3m</div></div><div><div>Universidad Carlos III</div><div>de Madrid</div></div></div>		
Dibujado	DANIEL S.		11/06/17				
Comprobado					Título SINCRONIZADOR DE PRIMERA		
Aprobado 1							
Aprobado 2							
Pieza	29				A4	Plano 1	Rev 1
					Escala 1:2		

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

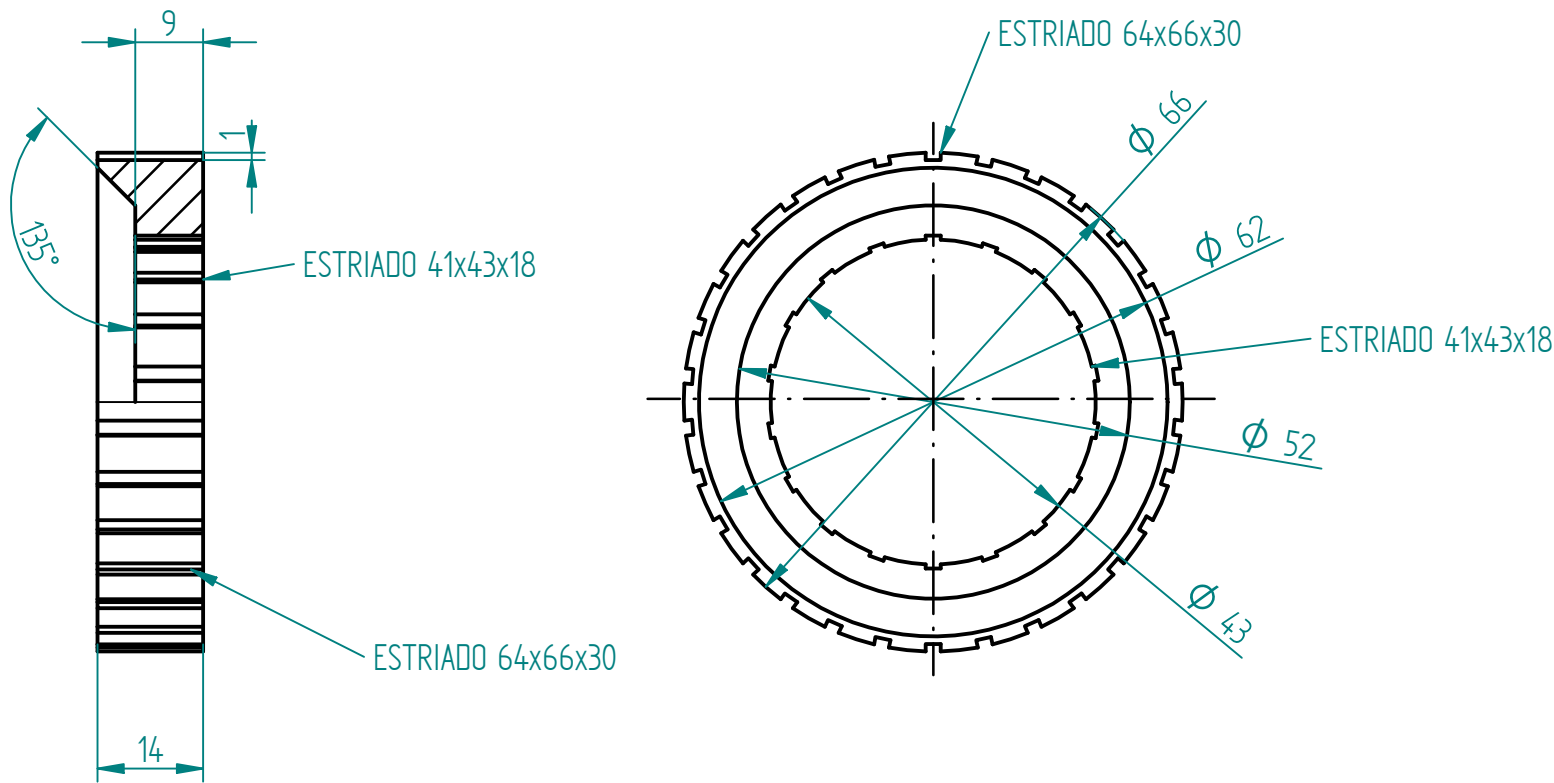
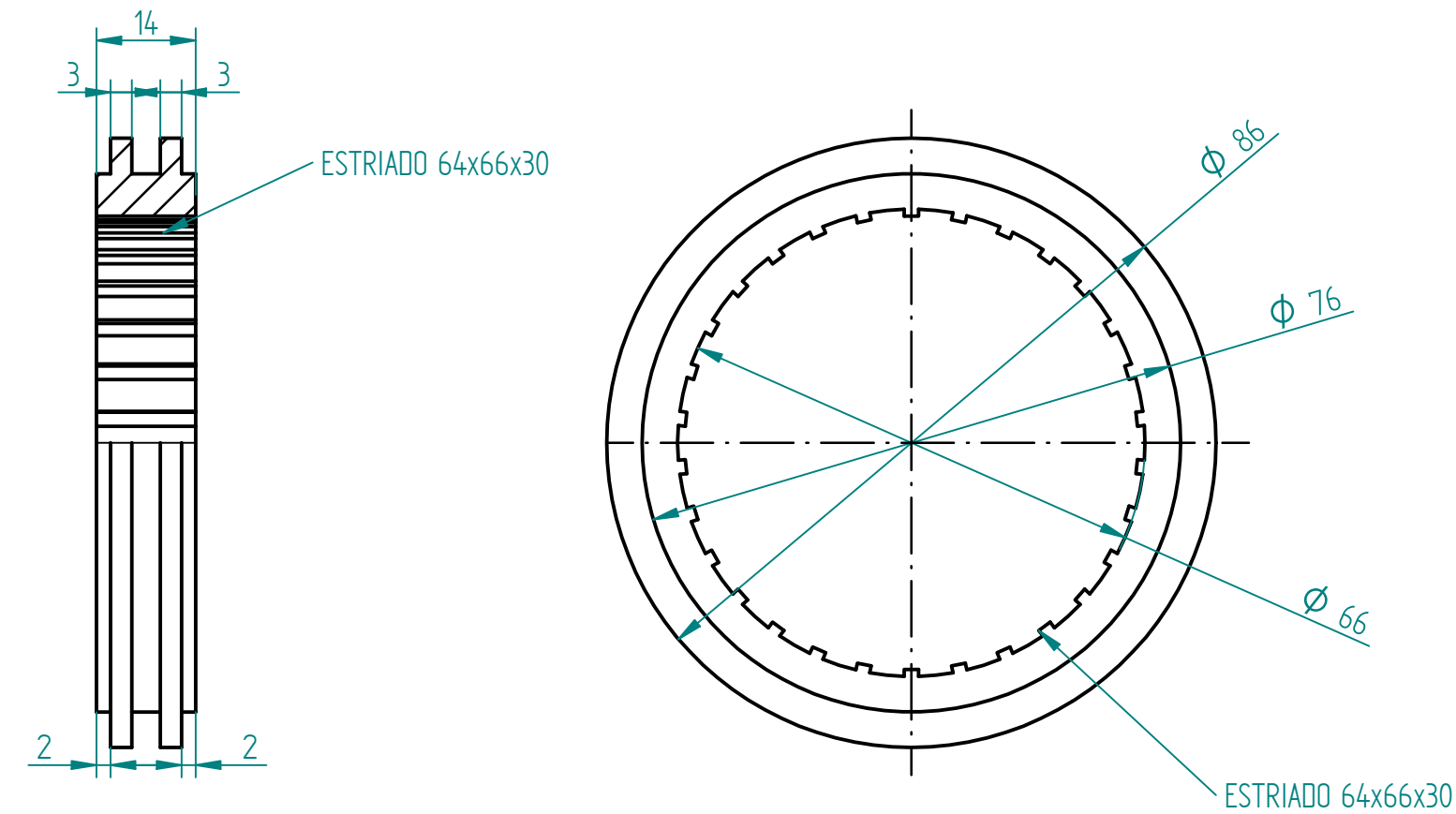


	Nombre		Fecha		<div><div>uc3m</div><div>Universidad Carlos III de Madrid</div></div>		
Dibujado	DANIEL S.		11/06/17				
Comprobado							
Aprobado I							
Aprobado 2					Título		
					SINCROZIZADOR DE SEGUNDA Y TERCERA		
Pieza	28				A4	Plano	Rev
					1	1	1
					Escala 1:2		

Revisiones			
Rev	Descripción	Fecha	Aprobado

N7

31



	Nombre	Fecha	<div> <div>uc3m</div> <div>           Universidad  <b>Carlos III</b>            de Madrid         </div> </div>		
Dibujado	DANIEL S.	11/06/17			
Comprobado			Título SINCRONIZADOR DE PRIMERA		
Aprobado I					
Aprobado 2			Pieza 31 A4 Plano 1 Rev 1		
			Escala 1:2		